

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«КУЗБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Т. Ф. ГОРБАЧЕВА»

Кафедра металлорежущих станков и инструментов

ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Методические указания к практической работе по дисциплине
«Метрология, стандартизация и сертификация
в горном деле» для студентов направления подготовки 21.05.04
«Горное дело», по дисциплине **«Метрология, стандартизация**
и сертификация» для студентов направления подготовки
20.03.01 «Техносферная безопасность», по дисциплине
«Метрология и сертификация» для студентов направления
подготовки 27.03.02 «Управление качеством»,
всех форм обучения

Составитель Д. М. Дубинкин

Утверждены на заседании кафедры
Протокол № 7 от 12.12.2015
Рекомендованы к печати
учебно-методической комиссией
направления 27.03.02
Протокол № 55 от 20.01.2016
Электронная копия находится
в библиотеке КузГТУ

Кемерово 2016

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Ознакомиться с теоретическими положениями по основам взаимозаменяемости. Изучить виды взаимозаменяемости, понятие о размерах и отклонениях, посадки переходные, с зазором и натягом. Практически закрепить методы определения предельных размеров, допусков, зазоров и натягов в соединениях при различных видах посадок.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

На машиностроительных заводах детали, как правило, изготавливаются независимо друг от друга в одних цехах, а собираются в сборочные единицы и изделия – в других. При сборке широко используются нормальные крепежные детали, детали из резины и пластмасс, различные виды подшипников качения, электротехнические и другие комплектующие готовые изделия, изготовленные в разное время на разных заводах страны или мира. Не смотря на это, сборка изделия осуществляется без подгонки деталей, а полученные в результате сборки изделия отвечают установленным на них техническим условиям и требованиям.

Организация производства на принципах нормирования требований к деталям, сборочным единицам, механизмам, машинам, используемых при конструировании, предоставляет возможность изготавливать их независимо, собирать или заменять в процессе ремонта без дополнительной обработки при соблюдении технических требований к изделию.

Взаимозаменяемость – свойство независимо изготовленных с заданной точностью деталей (сборочных единиц, механизмов) обеспечивать возможность бесподгоночной сборки (или замене при ремонте) сопрягаемых деталей в сборочные единицы, а сборочных единиц – в механизмы и машины при соблюдении предъявляемых к ним (сборочным единицам, механизмам, изделиям) технических требований.

Взаимозаменяемость, с одной стороны, является свойством, заключающимся в приспособлении деталей и сборочных единиц к бесподгоночной сборки и обеспечению работоспособности изделия, а с другой стороны, – это принципы реализации этого

свойства, обеспечивающего достижение оптимальной точности выходных характеристик.

Принципы взаимозаменяемости являются основополагающими при конструировании, обеспечиваются при изготовлении и используются при эксплуатации.

Взаимозаменяемость обеспечивает:

– гарантированное качество продукции. Если в процессе производства были полностью выполнены требования чертежей и другой нормативной документации, то изделие будет работоспособным, именно таким, как его задумал конструктор;

– упрощает процесс сборки, который сводится к простому соединению деталей. Появляется возможность выполнения сборочных работ рабочими преимущественно невысокой квалификации;

– предпосылки к широкой специализации и кооперированию заводов. Имеется возможность изготавливать детали и узлы в отдельных цехах, на разных заводах, расположенных в разных городах и странах. Специализировать отдельные заводы на производство конкретных узлов и поставки их другим заводам;

– удешевление производства;

– возможность организации поточного производства;

– упрощает ремонт, который сводится к простой замене деталей или узла. За счёт этого уменьшается простое оборудование, улучшаются технико-экономические показатели его эксплуатации.

2.1. Виды взаимозаменяемости

Полная взаимозаменяемость – взаимозаменяемость, при которой обеспечивается выполнение всех видов первичных параметров с точностью, позволяющей производить беспригоночную сборку (или замену при ремонте) любых независимо изготовленных однотипных деталей в готовые изделия. При этом обеспечиваются работоспособность изделия и соблюдаются, предъявляемые к нему технические требования.

Неполная взаимозаменяемость – взаимозаменяемость, при которой в результате беспригоночной сборки получают готовое изделие, но для обеспечения заданной точности выходных характеристик (работоспособность изделия) предусматривается возможность выполнения дополнительных операций (для компенсации погреш-

ностей первичных параметров) или групповой подбор деталей с размерами определенной группы (селективная сборка).

Размерная взаимозаменяемость – взаимозаменяемость по присоединительным размерам. Например, при замене вышедшего из строя электродвигателя на новый, мы устанавливаем его на то же место (полная взаимозаменяемость в отношении размеров).

Параметрическая взаимозаменяемость – взаимозаменяемость по выходным параметрам, т.е. взаимозаменяемость, при которой обеспечивается необходимая точность выходных параметров без дополнительной регулировки, подгонки и т.п. Заменяемый двигатель должен обладать взаимозаменяемостью не только по присоединительным размерам, но взаимозаменяемостью по параметрам: мощность, частота вращения вала и т.п.

Внешняя взаимозаменяемость – взаимозаменяемость отдельных изделий, которые собираются в более крупные по геометрическим и выходным параметрам (присоединительные размеры, их предельные отклонения; выходные эксплуатационные и функциональные характеристики). Внешняя взаимозаменяемость обеспечивается стандартами отдельных видов изделий (подшипники и т.п.).

Внутренняя взаимозаменяемость – взаимозаменяемость отдельных деталей и сборочных единиц, входящих в изделие по всем параметрам. Например, при сборке подшипников качения используется неполная взаимозаменяемость. С кольцами определенных размеров собирают шарики и ролики также определенных размеров. Поэтому, если разобрать несколько подшипников, перемешать тела качения, а затем их снова собрать, то почти наверняка не все подшипники будут удовлетворять техническим требованиям по выходным параметрам. Внутренняя взаимозаменяемость обеспечивается стандартами общего назначения.

2.2. Понятие о размерах и отклонениях

Вал – термин, условно применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей, включая и элементы, ограниченные плоскими поверхностями (рисунок 1, позиция 2).

Отверстие – термин, условно применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей, включая и элементы, ограниченные плоскими поверхностями (рисунок 1,

позиция 1).

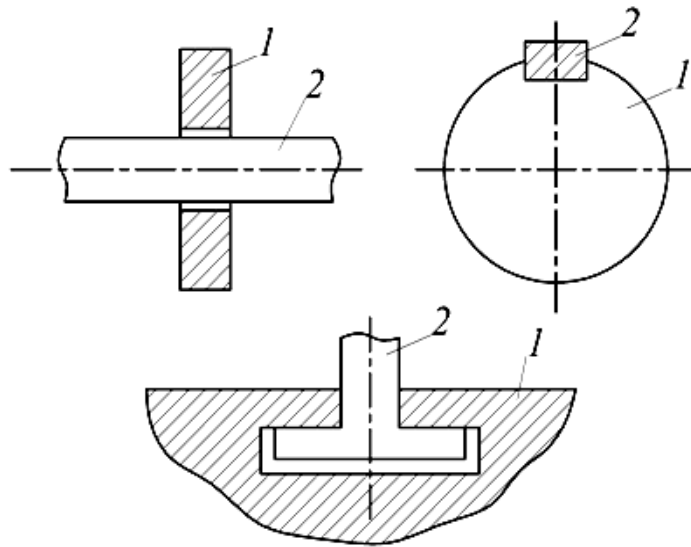


Рисунок 1 – Типы деталей и соединений

Количество геометрические параметры деталей оценивают посредством размеров.

Размер – числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.д.) в выбранных единицах измерений. Размеры подразделяются на номинальные, действительные и предельные.

Номинальный размер – это размер, относительно которого определяются отклонения (например, d и D – номинальные размеры соответственно вала и отверстия). Номинальный размер получают в результате расчетов (прочностных, динамических, кинематических и т.п.) или выбирают из каких либо соображений (эстетических, конструктивных, технологических и т.п.). Полученный таким образом размер должен быть округлен к ближайшему значению из ряда нормальных размеров. Основную долю применяемых в технике числовых характеристик составляют линейные размеры, для которых установлены ряды нормальных линейных размеров с целью обеспечения взаимозаменяемости. Базой для нормальных линейных размеров являются предпочтительные числа, а в отдельных случаях их округленные значения.

Действительный размер – размер элемента, установленный измерением. Данный термин относится к случаю, когда измерение производится для определения годности размеров детали

установленным требованиям.

Под *измерением* понимают процесс нахождения значений физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств, а под *погрешностью измерения* – отклонения результата измерения от истинного значения измеряемой величины.

Истинный размер – размер, полученный в результате обработки деталей. Значение истинного размера неизвестно, так как невозможно выполнить измерение без погрешности. В связи с этим понятие «истинный размер» заменяется понятием «действительный размер».

Предельный размер – два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться (или которым может быть равен) действительный размер. Для предельного размера, которому соответствует наибольший объем материала, т.е. наибольшему предельному размеру отверстия, предусмотрен термин *предел максимума материала*; т.е. наименьшему предельному размеру вала или наибольшему предельному размеру отверстия – *предел минимума материала*.

Наибольший предельный размер – наибольший допустимый размер элемента (рисунок 2).

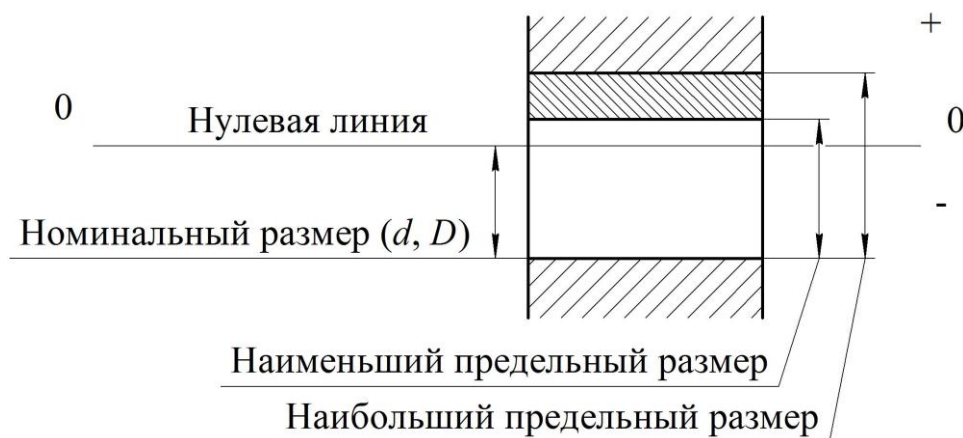


Рисунок 2 – Предельные размеры

Наименьший предельный размер – наименьший допустимый размер элемента (см. рисунок 2).

Из этих определений следует, что когда необходимо изготовить деталь, то ее размер должен задаваться двумя допустимыми значениями – наибольшим и наименьшим. У годной детали раз-

мер должен находиться между этими предельными значениями.

Отклонение – алгебраическая разность между размером (действительным и предельным размером) и соответствующим номинальным размером.

Действительное отклонение – алгебраическая разность между действительным и соответствующим номинальным размерами.

Предельное отклонение – это алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Отклонения разделяются на верхние и нижние.

Верхние отклонения (ES – верхнее отклонение отверстия, es – верхнее отклонение вала) – алгебраическая разность между наибольшим предельным и соответствующим номинальным размерами (рисунок 3).

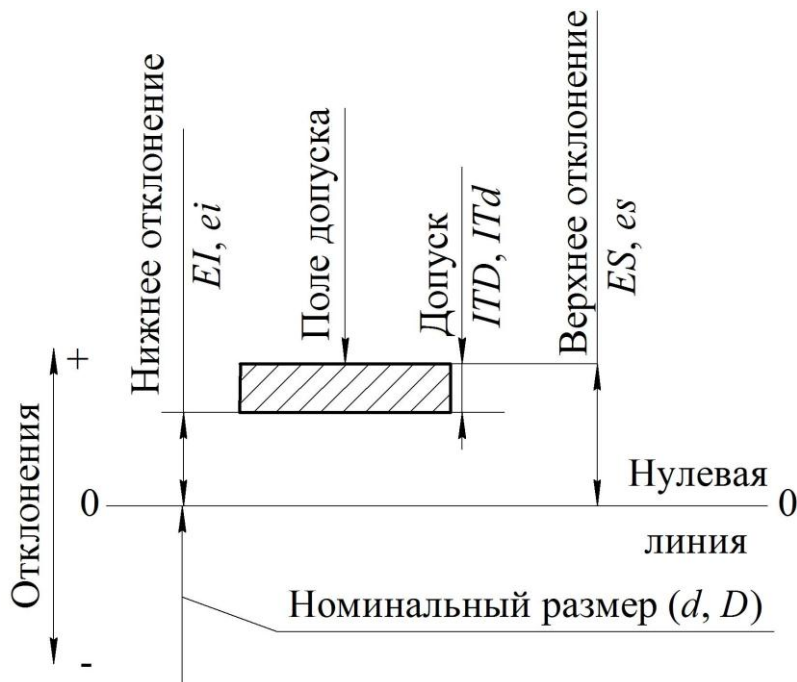


Рисунок 3 – Нулевая линия

Нижнее отклонение (EI – нижнее отклонение отверстия, ei – нижнее отклонение вала) – алгебраическая разность между наименьшим предельным и соответствующим номинальным размерами (см. рисунок 3).

Допуск T – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями (см. рисунок 3).

Стандартный допуск IT – любой из допусков, устанавливаемых данной системой допусков и посадок.

Поле допуска – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положение относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии (см. рисунок 3).

Допуск характеризуется точностью размеров. Изобразить отклонения и допуски в одном масштабе с размерами детали практически невозможно. Для указания номинального размера используется нулевая линия.

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок. Если нулевая линия расположена горизонтально, то положительные отклонения откладываются вверх от нее, а отрицательные вниз (см. рисунок 3).

Используя приведенные выше определения, можно вычислить следующие характеристики валов и отверстий (рисунок 4):

– наибольший предельный размер отверстия D_{\max}

$$D_{\max} = D + ES \quad (1)$$

– наибольший предельный размер вала d_{\max}

$$d_{\max} = d + es \quad (2)$$

– наименьший предельный размер отверстия D_{\min}

$$D_{\min} = D + EI \quad (3)$$

– наименьший предельный размер

$$d_{\min} = d_{\text{н}} + ei \quad (4)$$

– допуск отверстия ITD

$$ITD = D_{\max} - D_{\min} \quad (5)$$

ИЛИ

$$ITD = ES - EI \quad (6)$$

– допуск вала ITd

$$ITd = d_{\max} - d_{\min} \quad (7)$$

ИЛИ

$$ITd = es - ei \quad (8)$$

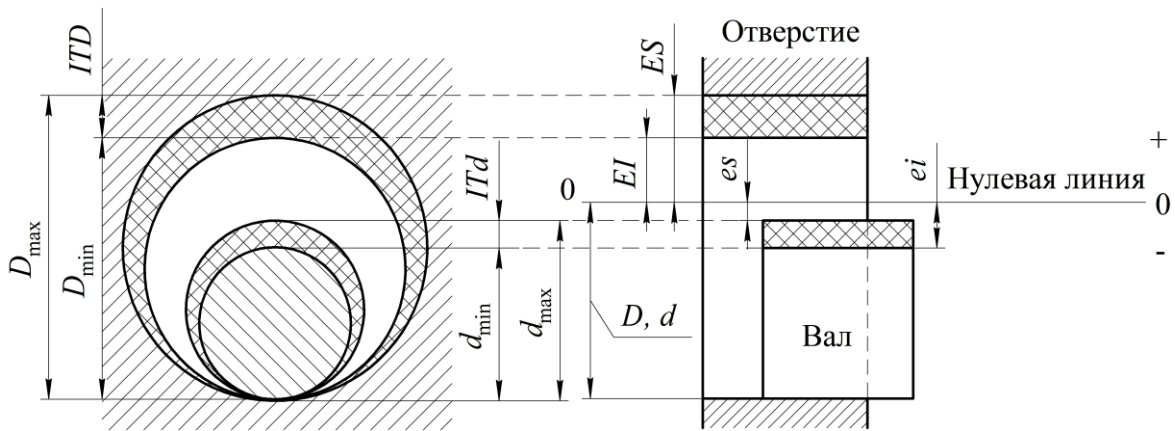


Рисунок 4 – Предельные размеры, отклонения и допуски отверстия и вала

На чертежах вместо предельных размеров проставляют предельные отклонения от номинального размера. Учитывая, что отклонения могут быть положительными (+), отрицательными (–) и одно из них может, равняется нулю, то возможны пять случаев положения поля допуска при графическом изображении:

- верхнее и нижнее отклонения положительные;
- верхнее отклонение положительное, а нижнее равно нулю;
- верхнее отклонение положительное, а нижнее отклонение равно нулю;
- верхнее отклонение равно нулю, а нижнее отклонение отрицательное;
- верхние и нижние отклонения отрицательные.

На рисунке 5, а приведены перечисленные случаи для отверстия, а на рисунке 5, б – для вала.

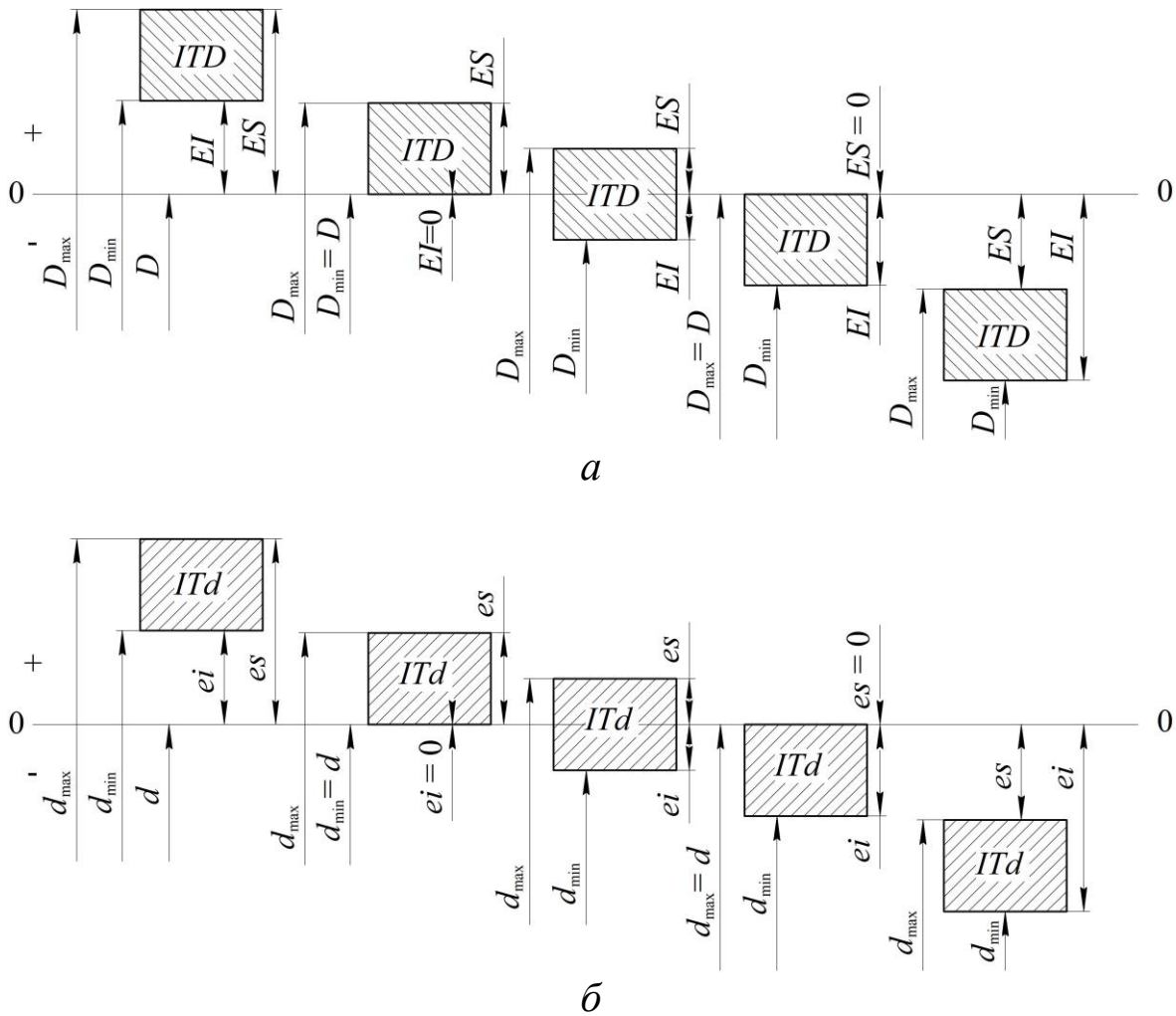


Рисунок 5 – Графическое изображение размеров и отклонений:
 а – для отверстия; б – для вала

Для удобства нормирования выделяют одно отклонение, которое характеризует положение поля допуска относительно номинального размера. Это отклонение получило название основного.

Основное отклонение – это одно из двух предельных отклонений (верхнее и нижнее), определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии. В данной системе допусков и посадок основным является отклонение, *ближайшее* к нулевой линии.

Из формул 1÷8 следует, что требования к точности размеров можно нормировать несколькими способами. Можно задать два предельных размера и два предельных отклонения от него (верхнее и нижнее); можно задать номинальный размер, одно из предельных отклонений (верхнее и нижнее) и допуск на размер.

2.3. Соединения

Две или несколько неподвижно или подвижно соединяемых деталей называют сопрягаемыми. Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называют сопрягаемыми поверхностями. Остальные поверхности называются несопрягаемыми (свободными). В соединениях деталей различают охватывающие и охватываемые поверхности.

Охватывающей поверхностью называется элемент детали с внутренней сопрягаемой поверхностью (отверстие).

Охватываемой поверхностью называется элемент детали с наружной сопрягаемой поверхностью (вал).

Понятия охватываемая и охватывающая поверхности дают более общее определение понятия «вал» и «отверстие».

По форме этих поверхностей различают следующие основные виды соединений:

- гладкие цилиндрические;
- гладкие конические;
- плоские, в которых охватывающие и охватываемые поверхности образованы плоскостями (например, пазы столов металлорежущих станков);
- резьбовые различной формы, профиля, назначения;
- шпоночные;
- зубчатые передачи.

Посадка – характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки.

Существуют три разновидности посадок: посадки с зазором (посадки подвижные), посадки с натягом (посадки неподвижные) и переходные посадки (могут дать как зазор, так и натяг).

2.3.1. Посадка с зазором

Посадка с зазором – посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему.

Зазор S – это разность между размером отверстия (D) и вала (d) до сборки, если размер отверстия больше размера вала (рисунок б), т.е.

$$S = D - d > 0 \quad (9)$$

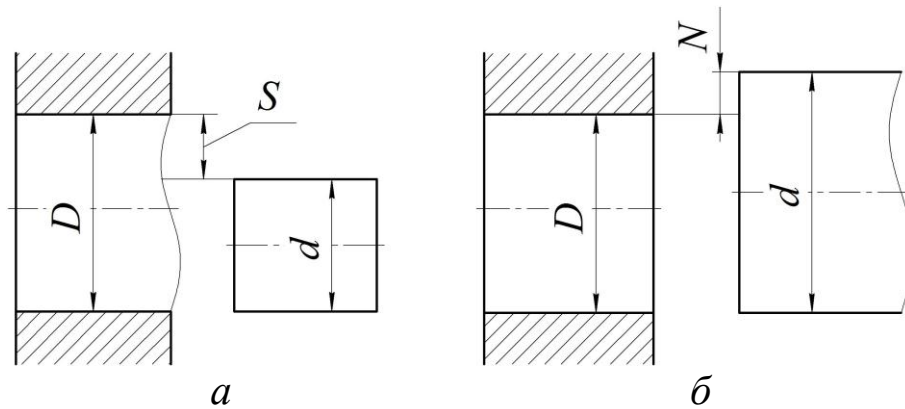


Рисунок 6 – Условное изображение зазора S (а) и натяга N (б)

Из формулы 9 следует, что для этой разновидности посадок размер отверстия всегда больше размера вала. Для посадок с зазором характерно то, что поле допуска отверстия располагается выше поля допуска вала.

Посадки с зазором (подвижные посадки) подразделяются на посадки с гарантированным зазором (рисунок 7, а) и посадки с наименьшим зазором (рисунок 7, б), равным нулю (скользящие посадки).

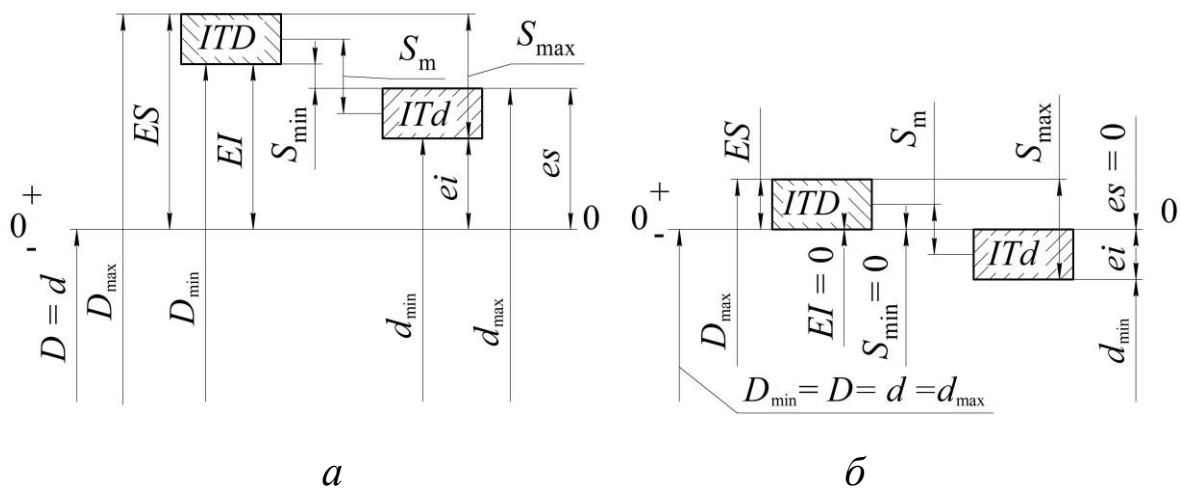


Рисунок 7 – Графическое изображение полей допусков для посадок с зазором

Наибольший зазор S_{\max} – это разность между наибольшим предельным размером отверстия и наименьшим предельным раз-

мером вала (см. рисунок 7), т.е.

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} > 0 \quad (10)$$

или

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = D + ES - (d + ei) = ES - ei \quad (11)$$

Наименьший зазор S_{\min} – это разность между наименьшим предельным размером отверстия и наибольшим предельным размером вала (см. рисунок 7), т.е.

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} > 0 \quad (12)$$

или

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = D + EI - (d + es) = EI - es \quad (13)$$

В частном случае наименьший зазор может быть равен нулю.

Средний зазор S_m (среднее арифметическое наименьшего и наибольшего зазоров) определяется по формуле (см. рисунок 7):

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min}) / 2 \quad (14)$$

Действительный зазор S_e – зазор, определяемый как разность действительных размеров отверстия и вала.

Допуск посадки с зазором ITS – сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение. Допуск посадки можно определить также как разность между наибольшим и наименьшим зазорами, т.е.

$$\begin{aligned} ITS &= S_{\max} - S_{\min} = [(ES - ei) - (EI - es)] = \\ &= (ES - EI) + (es - ei) = ITD + ITd \end{aligned} \quad (15)$$

Посадки с зазорами предназначены для подвижных и неподвижных соединений деталей. Посадок с зазором предусмотрено в системах посадок значительно больше, чем посадок с натягом и переходных, т.к. чаще требуется, чтобы одна деталь соединялась с другой без запрессовки. Иногда даже детали, предназначенные для последующего соединения сваркой или винтами, предварительно соединяют друг с другом по посадке с зазором. Зазор в подвижных соединениях служит для многих целей, например, для обеспечения свободного относительного перемещения, размещения смазки, компенсации температурных деформаций, компенсации отклонений формы сопрягаемых поверхно-

стей и отклонений взаимного расположения элементов деталей, для облегчения процесса сборки и компенсации ошибок монтажа и т.д. Зазоры применяют в неподвижных соединениях для облегчения сборки, а неподвижность обеспечивают последующим креплением винтами, штифтами, шпонками и т.п.

2.3.2. Посадки с натягом

Посадка с натягом – посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении, т.е. наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему.

Натяг N – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия (см. рисунок 6, б), т.е.

$$N = d - D > 0 \quad (16)$$

Для посадок с натягом характерно то, что поле допуска вала располагается выше поля допуска отверстия. Сборка таких деталей обычно производится с помощью пресса. Натяг обычно обозначается буквой N . Величина натяга определяется действительными размерами вала и отверстия.

Наибольший натяг N_{\max} – разность между наибольшим предельным размерам вала и наименьшим предельным размером отверстия до сборки (рисунок 8), т.е.

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} > 0 \quad (17)$$

или

$$N_{\max} = (d + es) - (D + EI) = es - EI \quad (18)$$

Наименьший натяг N_{\min} – это разность между наименьшим предельным размером вала и наибольшим предельным размером отверстия до сборки (рисунок 8), т.е.

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} > 0 \quad (19)$$

или

$$N_{\min} = (d + ei) - (D + ES) = ei - ES \quad (20)$$

Средний натяг N_m – среднее арифметическое наибольшего и наименьшего натягов, т.е.

$$N_m = (N_{\max} + N_{\min}) / 2 \quad (21)$$

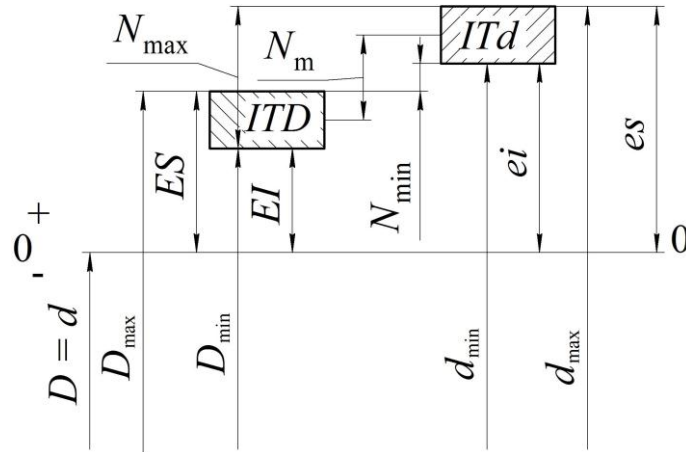


Рисунок 8 – Графическое изображение полей допусков для посадок с натягом

Действительный натяг N_e – натяг, определяемый как разность между действительными размерами вала и отверстия до сборки.

Допуск посадки с натягом ITN – разность между наибольшим и наименьшим натягами:

$$\begin{aligned} ITN &= N_{\max} - N_{\min} = [(es - EI) - (ei - ES)] = \\ &= (ES - EI) + (es - ei) = ITD + ITd \end{aligned} \quad (22)$$

т.е. допуск посадки с натягом равен сумме полей допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

Посадки с натягом используются в тех случаях, когда необходимо передать крутящий момент или (и) осевую силу в основном без дополнительного крепления за счет сил трения, создаваемых натягом.

2.3.3. Переходные посадки

Переходные посадки иногда называют посадками центрирования, они являются промежуточными между подвижными и неподвижными, т.е. могут дать как зазор, так и натяг в зависимости от действительных размеров отверстия и вала (рисунок 9).

Для переходных посадок поля допусков отверстия и вала частично или полностью перекрываются. При наибольшем предельном размере вала и наименьшем предельном размере отверстия получается наибольший натяг, а при наибольшем предельном размере отверстия и наименьшем предельном размере вала – наибольший зазор.

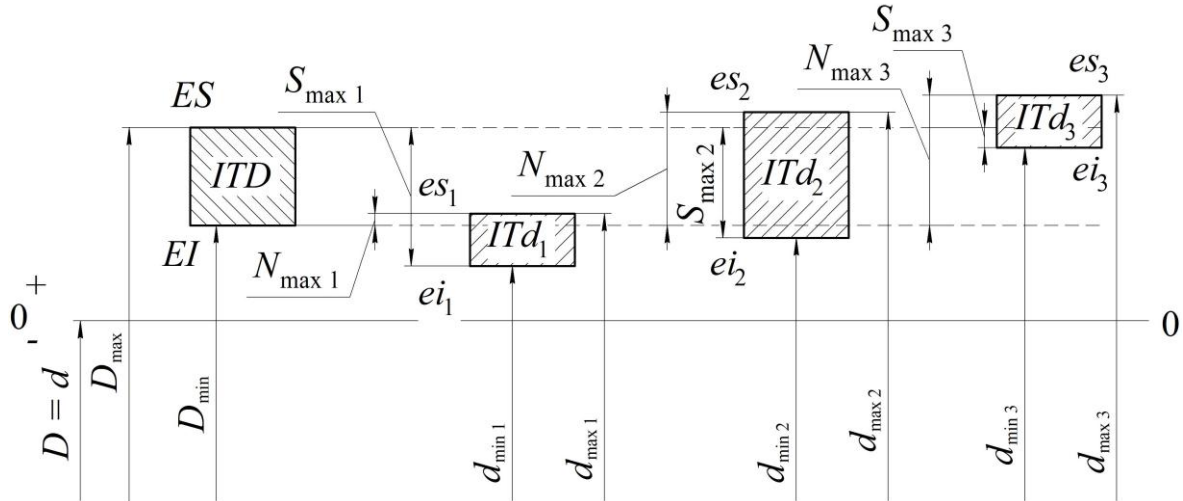


Рисунок 9 – Графическое изображение полей допусков в переходных посадках

Переходные посадки характеризуются наибольшим натягом N_{\max} и наибольшим зазором S_{\max} . Для определения наибольшего натяга и наибольшего зазора можно воспользоваться формулами 17, 18 и 10, 11.

Допуск переходной посадки $ITNS$ определяется по формуле

$$ITNS = N_{\max} - N_{\min} = S_{\max} - S_{\min} \quad (23)$$

Перепишем формулу (16) следующим образом $N = -(D - d)$. Выражение в скобках является зазором (9). Тогда можно записать $N = -S$, т.е. натяг есть отрицательный зазор. Минимальный отрицательный натяг является максимальным зазором, а минимальный отрицательный зазор – максимальным натягом, т.е. справедливы следующие соотношения:

$$N_{\min} = -S_{\max} \quad (24)$$

$$S_{\min} = -N_{\max} \quad (25)$$

С учетом (24) и (25) формулу (23) можно переписать следующим образом:

$$ITNS = N_{\max} - (-S_{\max}) = S_{\max} - (-N_{\max}) = N_{\max} + S_{\max} \quad (26)$$

ИЛИ

$$\begin{aligned} ITNS &= (d_{\max} - D_{\min}) + (D_{\max} - d_{\min}) = \\ &= (d_{\max} - d_{\min}) + (D_{\max} - D_{\min}) = ITd + ITD \end{aligned} \quad (27)$$

т.е. допуск посадки равен сумме полей допусков вала и отверстия, составляющие соединение.

Рассмотрим посадки, образованные сочетанием поля допуска отверстия TD и полей допусков валов Td_1 , Td_2 , и Td_3 (см. рисунок 9). Первая посадка чаще всего дает зазор, т.е. она тяготеет к образованию зазора.

$$\begin{array}{l} \underline{TD} \\ Td_1 \end{array} \left| \begin{array}{l} D_{\max} - d_{\max 1} = S \\ D_{\max} - d_{\min 1} = S \\ D_{\min} - d_{\max 1} = N \\ D_{\min} - d_{\min 1} = S \end{array} \right.$$

Вторая посадка чаще будет давать натяг.

$$\begin{array}{l} \underline{TD} \\ Td_2 \end{array} \left| \begin{array}{l} D_{\max} - d_{\max 2} = N \\ D_{\max} - d_{\min 2} = N \\ D_{\min} - d_{\max 2} = S \\ D_{\min} - d_{\min 2} = N \end{array} \right.$$

Третья посадка будет давать зазоры или натяги в равной степени.

$$\begin{array}{l} \underline{TD} \\ Td_3 \end{array} \left| \begin{array}{l} D_{\max} - d_{\max 3} = N \\ D_{\max} - d_{\min 3} = S \\ D_{\min} - d_{\max 3} = N \\ D_{\min} - d_{\min 3} = S \end{array} \right.$$

Для переходных посадок, у которых $|S_{\max}| > |N_{\max}|$, определяют средний зазор:

$$S_m = (S_{\max} - N_{\max}) / 2 \quad (28)$$

а для переходных посадок, у которых $|N_{\max}| > |S_{\max}|$, определяют средний натяг:

$$N_m = (N_{\max} - S_{\max}) / 2 \quad (29)$$

Переходные посадки предназначены для неподвижных соединений, которые служат для обеспечения хорошего центрирования сопрягаемых поверхностей и должны легко разбираться. Натяги и зазоры в этих посадках небольшие и не могут передавать значительные крутящие моменты и потому применяются с дополнительным креплением шпонками, штифтами, винтами и т.п. Наиболее широко переходные посадки применяют при установке подшипников качения.

2.3.4. Выбор посадок

Необходимые эксплуатационные свойства механизмов обеспечивают выбором соответствующих посадок при соединении деталей друг с другом. Выбор посадок является не только технической, но и экономической задачей, правильное решение которой во многом способствует не только обеспечению качества изделий, но и эффективности производства.

Обычно конструкторы в своей практике пользуются сравнительно небольшим количеством разного вида посадок (не более 10), несмотря на то, что рекомендованных к применению посадок в системах допусков значительно больше. Основаниями для определения необходимых параметров посадки могут быть результаты аналитических расчетов, экспериментальных исследований, а также накопленный производственный опыт. Чаще всего выбирают посадку, ориентируясь на аналогичные соединения, условия работы которых хорошо известны и их применение оправдало себя на практике.

Для условий серийного производства ответственные соединения подвергают экспериментальным исследованиям, результаты которых используют при выборе той или иной посадки.

Существующие методики аналитических расчетов параметров посадок в основном являются весьма приближенными, т.к. не могут учитывать всех факторов, влияющих на свойства посадок при разных допущениях. Такие методики расчетов (в том числе на ЭВМ) применяют для предварительного определения тех величин зазоров или натягов в посадках, которые могли бы обеспечить исследование заданных функций в предполагаемых условиях эксплуатации изделий. В настоящее время основой для выбора посадок

является производственный опыт и экспериментальные данные.

Правильный выбор допусков и посадок может служить одним из критериев квалификации инженера, и повышения этого уровня основан на постоянном анализе результатов принятых решений и изучением производственного опыта.

3. ПРИМЕРЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ, ДОПУСКОВ, ЗАЗОРОВ И НАТЯГОВ В СОЕДИНЕНИЯХ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ ПОСАДОК

По данному номинальному диаметру и посадке:

- назначить по ГОСТ 25347 предельные отклонения размеров сопрягаемых деталей – отверстия и вала;
- (на схемах указать предельные отклонения, номинальные диаметры, определить тип посадки и подписать схему);
- определить предельные и средние зазоры и натяги, и указать их на схеме расположения полей допусков;
- определить допуск посадки (допуск зазора или допуск натяга);
- изобразить в сборе и отдельно детали сопряжения и обозначить на них размеры с условными обозначениями посадок и предельных отклонений.

3.1. Посадка с зазором

Дано:

Номинальный диаметр вала и отверстия $\varnothing 100$ мм, посадка $\frac{B11}{h11}$.

Решение:

По ГОСТ 25347 определим предельные отклонения размеров сопрягаемых деталей – отверстия B11 и вала h11:

- нижнее отклонение вала $ei = - 220$ мкм ($- 0,22$ мм), верхнее отклонение вала $es = 0$ мкм (0 мм).
- нижнее отклонение отверстия $EI = + 220$ мкм ($+ 0,22$ мм), верхнее отклонение отверстия $ES = + 440$ мкм ($+ 0,44$ мм).

Графическое представление этой посадки приведено на рисунке 10.

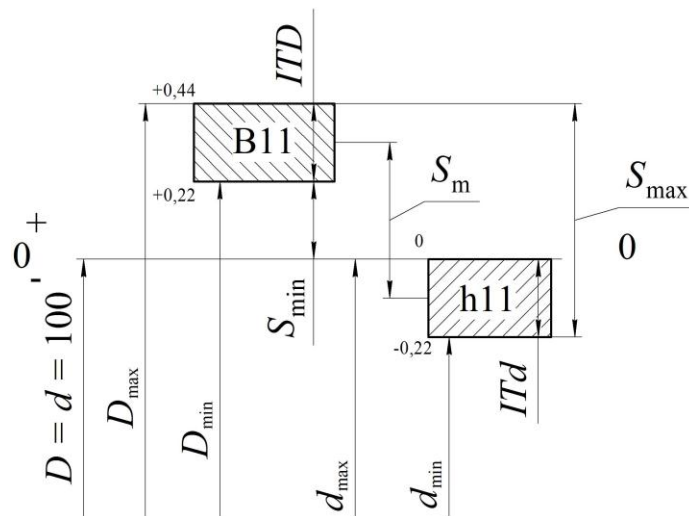


Рисунок 10 – Схема расположения полей допусков посадки с зазором

Определим наибольший предельный размер вала:

$$d_{\max} = d + es = 100 + (0) = 100 \text{ мм}$$

Определим наименьший предельный размер вала:

$$d_{\min} = d + ei = 100 + (-0,22) = 99,78 \text{ мм}$$

Определим поле допуска вала:

$$ITd = d_{\max} - d_{\min} = 100 - 99,78 = 0,22 \text{ мм}$$

ИЛИ

$$ITd = es - ei = 0 - (-0,22) = 0,22 \text{ мм}$$

Определим наибольший предельный размер отверстия:

$$D_{\max} = D + ES = 100 + (+0,44) = 100,44 \text{ мм}$$

Определим наименьший предельный размер отверстия:

$$D_{\min} = D + EI = 100 + (+0,22) = 100,22 \text{ мм}$$

Определим поле допуска отверстия:

$$ITD = D_{\max} - D_{\min} = 100,44 - 100,22 = 0,22 \text{ мм}$$

ИЛИ

$$ITD = ES - EI = 0,44 - 0,22 = 0,22 \text{ мм}$$

Определим максимальный зазор в соединении:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 100,44 - 99,78 = 0,66 \text{ мм}$$

или

$$S_{\max} = ES - ei = 0,44 - (-0,22) = 0,66 \text{ мм}$$

Определим минимальный зазор в соединении:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 100,22 - 100 = 0,22 \text{ мм}$$

или

$$S_{\min} = EI - es = 0,22 - (0) = 0,22 \text{ мм}$$

Определим средний зазор:

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min}) / 2 = (0,66 + 0,22) / 2 = 0,44 \text{ мм}$$

Допуск посадки (зазора):

$$ITS = S_{\max} - S_{\min} = 0,66 - 0,22 = 0,44 \text{ мм}$$

или

$$ITS = ITD + ITd = 0,22 + 0,22 = 0,44 \text{ мм}$$

Изобразим в сборе и отдельно детали сопряжения и обозначим на них размеры с условными обозначениями посадок и предельными отклонениями (рисунок 11).

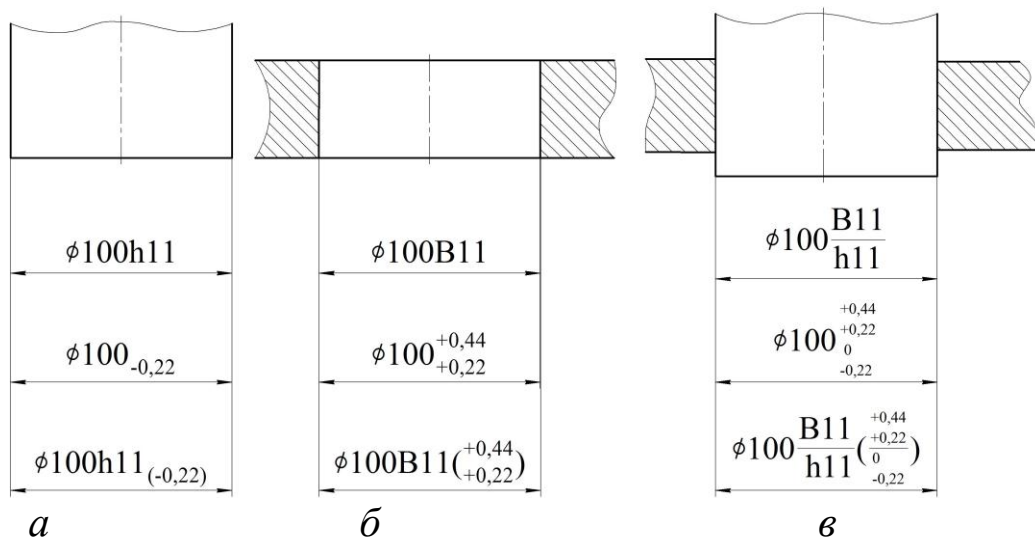


Рисунок 11 – Обозначение предельных отклонений и посадки

с зазором на чертеже для: *а* – вала $\phi 100h11$;

б – отверстия $\phi 100B11$; *в* – сборки $\phi 100 \frac{B11}{h11}$

3.2. Посадка с натягом

Дано:

Номинальный диаметр вала и отверстия $\varnothing 100$ мм, посадка $\frac{H8}{u8}$.

Решение:

По ГОСТ 25347 определим предельные отклонения размеров сопрягаемых деталей – отверстия H8 и вала u8:

– нижнее отклонение вала $ei = + 124$ мкм (+ 0,124 мм), верхнее отклонение вала $es = + 178$ мкм (+ 0,178 мм).

– нижнее отклонение отверстия $EI = 0$ мкм (0 мм), верхнее отклонение отверстия $ES = + 54$ мкм (+ 0,054 мм).

Графическое представление этой посадки приведено на рисунке 12.

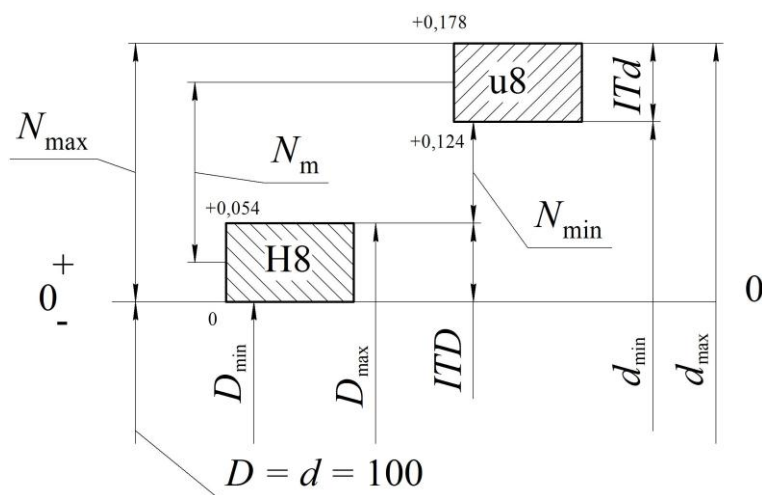


Рисунок 12 – Схема расположения полей допусков посадки с натягом

Определим наибольший предельный размер вала d_{max}

$$d_{max} = d + es = 100 + (+ 0,178) = 100,178 \text{ мм.}$$

Определим наименьший предельный размер вала d_{min}

$$d_{min} = d + ei = 100 + (+ 0,124) = 100,124 \text{ мм}$$

Определим поле допуска вала

$$ITd = d_{max} - d_{min} = 100,178 - 100,124 = 0,054 \text{ мм}$$

или

$$ITd = es - ei = 0,178 - 0,124 = 0,054 \text{ мм}$$

Определим наибольший предельный размер отверстия

$$D_{\max} = D + ES = 100 + (+ 0,054) = 100,054 \text{ мм}$$

Определим наименьший предельный размер отверстия

$$D_{\min} = D + EI = 100 + (0) = 100 \text{ мм}$$

Определим поле допуска отверстия

$$ITD = D_{\max} - D_{\min} = 100,054 - 100 = 0,054 \text{ мм}$$

или

$$ITD = ES - EI = 0,054 - (0) = 0,054 \text{ мм}$$

Определим максимальный натяг в соединении

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 100,178 - 100 = 0,178 \text{ мм}$$

или

$$N_{\max} = es - EI = 0,178 - (0) = 0,178 \text{ мм}$$

Определим минимальный натяг в соединении

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 100,124 - 100,054 = 0,070 \text{ мм}$$

или

$$N_{\min} = ei - ES = 0,124 - (+ 0,054) = 0,070 \text{ мм}$$

Определим средний натяг

$$N_m = (N_{\max} + N_{\min}) / 2 = (0,178 + 0,070) / 2 = 0,124 \text{ мм}$$

Допуск посадки (натяга)

$$ITN = N_{\max} - N_{\min} = 0,178 - 0,070 = 0,108 \text{ мм}$$

или

$$ITN = ITD + ITd = 0,054 + 0,054 = 0,108 \text{ мм}$$

Изобразим в сборе и отдельно детали сопряжения и обозначим на них размеры с условными обозначениями посадок и предельными отклонениями (рисунок 13).

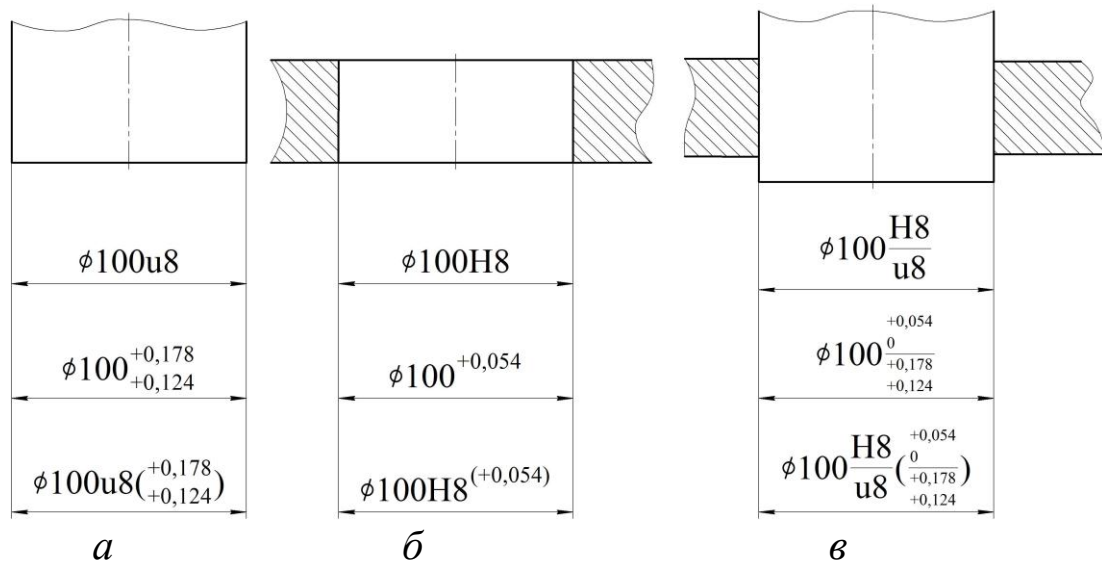


Рисунок 13 – Обозначение предельных отклонений и посадки с натягом на чертеже для: *a* – вала $\phi 100u8$;
б – отверстия $\phi 100H8$; *в* – сборки $\phi 100 \frac{H8}{u8}$

3.3. Переходная посадка

Дано:

Номинальный диаметр вала и отверстия $\phi 100$ мм, посадка $\frac{H7}{n6}$.

Решение:

По ГОСТ 25347 определим предельные отклонения размеров сопрягаемых деталей – отверстия H7 и вала n6:

– нижнее отклонение вала $ei = + 23$ мкм (+ 0,023 мм), верхнее отклонение вала $es = + 45$ мкм (+ 0,045 мм).

– нижнее отклонение отверстия $EI = 0$ мкм (0 мм), верхнее отклонение отверстия $ES = + 35$ мкм (+ 0,035 мм).

Графическое представление этой посадки приведено на рисунке 14.

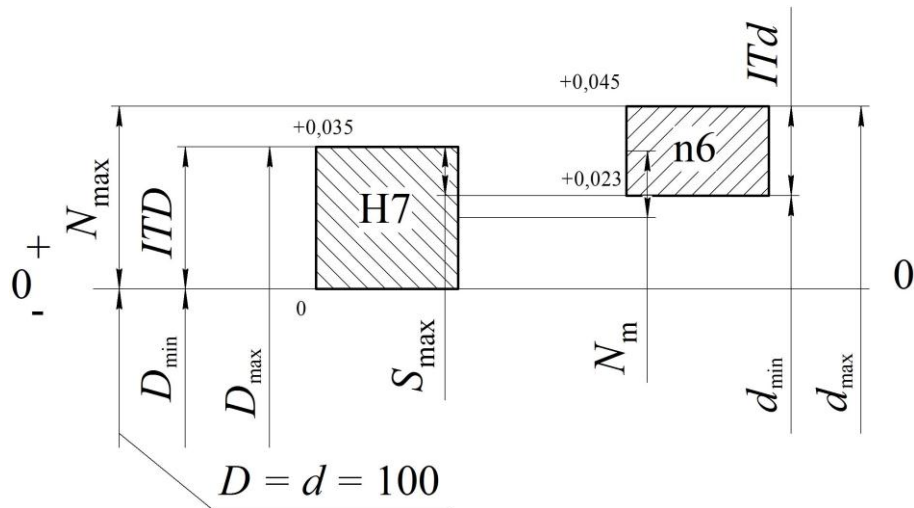


Рисунок 14 – Схема расположения полей допусков переходной посадки

Определим наибольший предельный размер вала

$$d_{\max} = d + es = 100 + (+ 0,045) = 100,045 \text{ мм}$$

Определим наименьший предельный размер вала

$$d_{\min} = d + ei = 100 + (+ 0,023) = 100,023 \text{ мм}$$

Определим поле допуска вала

$$ITd = d_{\max} - d_{\min} = 100,045 - 100,023 = 0,022 \text{ мм}$$

или

$$ITd = es - ei = 0,045 - 0,023 = 0,022 \text{ мм}$$

Определим наибольший предельный размер отверстия

$$D_{\max} = D + ES = 100 + (+ 0,035) = 100,035 \text{ мм}$$

Определим наименьший предельный размер отверстия

$$D_{\min} = D + EI = 100 + (0) = 100 \text{ мм}$$

Определим поле допуска отверстия

$$ITD = D_{\max} - D_{\min} = 100,035 - 100 = 0,035 \text{ мм}$$

или

$$ITD = ES - EI = 0,035 - 0 = 0,035 \text{ мм}$$

Определим максимальный зазор в соединении

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 100,035 - 100,023 = 0,012 \text{ мм}$$

или

$$S_{\max} = ES - ei = 0,035 - (+0,023) = 0,012 \text{ мм}$$

Определим максимальный натяг в соединении

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 100,045 - 100 = 0,045 \text{ мм}$$

или

$$N_{\max} = es - EI = 0,045 - 0 = 0,045 \text{ мм}$$

Так как $|N_{\max}| > |S_{\max}|$, определим средний натяг

$$N_m = (N_{\max} - S_{\max}) / 2 = (0,045 - 0,012) / 2 = 0,0165 \text{ мм}$$

Допуск посадки (зазора-натяга)

$$ITNS = S_{\max} + N_{\max} = 0,012 + 0,045 = 0,057 \text{ мм}$$

или

$$ITNS = ITD + ITd = 0,035 + 0,022 = 0,057 \text{ мм}$$

Изобразим в сборе и отдельно детали сопряжения и обозначим на них размеры с условными обозначениями посадок и предельными отклонениями (рисунок 15).

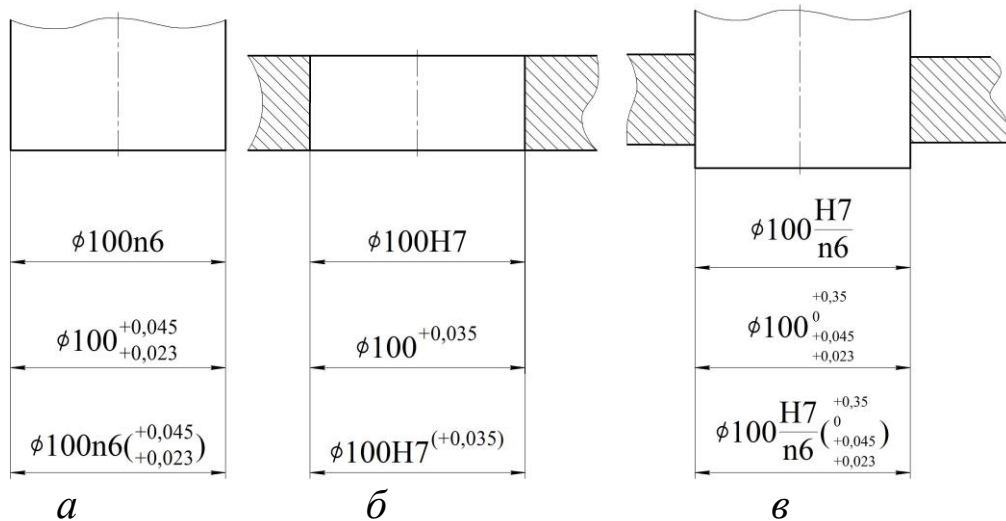


Рисунок 15 – Обозначение предельных отклонений и переходной

посадки на чертеже для: а – вала $\phi 100n6$;

б – отверстия $\phi 100H7$; в – сборки $\phi 100 \frac{H7}{n6}$

4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Ознакомиться и изучить методические указания к работе «Основы взаимозаменяемости».

2. Оформить отчет. Отчет должен содержать: наименование и цель работы; описание общих положений; виды взаимозаменяемости; понятия о размерах и отклонениях; описание посадок переходных, с зазором и натягом; ответы на контрольные вопросы.

3. По последним двум цифрам номера зачетной книжки по таблице 1 выбрать исходные данные, по номинальному диаметру (D , мм) и посадке в ЕСДП (см. пример выполнения работы п. 3):

– назначить по ГОСТ 25347 предельные отклонения размеров сопрягаемых деталей – отверстия и вала;

– изобразить схемы расположения полей допусков (на схемах указать предельные отклонения, номинальные диаметры, определить тип посадки и подписать схему);

– определить предельные и средние зазоры и натяги, и указать их на схеме расположения полей допусков;

– определить допуск посадки (допуск зазора или допуск натяга);

– изобразить в сборе и отдельно детали сопряжения и обозначить на них размеры с условными обозначениями посадок и предельных отклонений.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение взаимозаменяемости.
2. Что обеспечивает взаимозаменяемость?
3. Опишите виды взаимозаменяемости.
4. Дайте определение полной и неполной взаимозаменяемости.
5. Дайте определение размерной и параметрической взаимозаменяемости.
6. Дайте определение внешней и внутренней взаимозаменяемости.
7. Опишите понятия о размерах и отклонениях.
8. Какие определяют характеристики валов и отверстий?
9. Какие бывают случаи положения поля допуска при графическом изображении?

10. Опишите, какие бывают соединения.
11. Опишите, какие бывают посадки.
12. Опишите посадку с зазором.
13. Опишите посадку с натягом.
14. Опишите переходную посадку.
15. Опишите особенности выбора посадок.

Таблица 1

Исходные данные

| По последней цифре номера зачетной книжки | | | | | | | | | | | |
|--|---------|----------------------------|---------------------------|--------------------------|----|-----|-----|-----|-----|-----|--|
| Цифры | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | |
| Диаметр D , мм | 3 | 10 | 30 | 50 | 80 | 100 | 150 | 200 | 250 | 350 | |
| По предпоследней цифре номера зачетной книжки | № цифры | Посадка | | | | | | | | | |
| | 0 | $\underline{F8}$ $h6$ | $\underline{H8}$ $m7$ | $\underline{H7}$ $p6$ | | | | | | | |
| | 1 | $\underline{H8}$ $H8$ | $\underline{H8}$ $js7$ | $\underline{P7}$ $h6$ | | | | | | | |
| | 2 | $\underline{D10}$ $h10$ | $\underline{H7}$ $k6$ | $\underline{H7}$ $s6$ | | | | | | | |
| | 3 | $\underline{E9}$ $h9$ | $\underline{H6}$ $m5$ | $\underline{S7}$ $h6$ | | | | | | | |
| | 4 | $\underline{G6}$ $h5$ | $\underline{H7}$ $n6$ | $\underline{H7}$ $t6$ | | | | | | | |
| | 5 | $\underline{H8}$ $f9$ | $\underline{N7}$ $h6$ | $\underline{T7}$ $h6$ | | | | | | | |
| | 6 | $\underline{H7}$ $h7$ | $\underline{JS7}$ $h6$ | $\underline{H7}$ $r6$ | | | | | | | |
| | 7 | $\underline{H8}$ $d9$ | $\underline{K8}$ $h7$ | $\underline{R7}$ $h6$ | | | | | | | |
| | 8 | $\underline{H7}$ $e8$ | $\underline{M5}$ $h5$ | $\underline{H8}$ $x8$ | | | | | | | |
| | 9 | $\underline{H6}$ $g6$ | $\underline{N8}$ $h7$ | $\underline{U8}$ $h7$ | | | | | | | |

6. СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крылова, Г. Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии : учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : ЮНИТИ-ДАНА, 2012. – 671 с.

<http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=114433>

2. Романов, А. Б. Таблицы и альбом по допускам и посадкам : справочное пособие / А. Б. Романов, В. Н. Федоров, А. И. Кузнецов. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб. : Политехника, 2012. – 91 с.

<http://www.biblioclub.ru/book/129564/>

3. Романов, А. Б., Устинов, Ю. Н. Выбор посадок и требований точности. Справочно-методическое пособие. – СПб. : Политехника, 2012. – 210 с.

<http://www.biblioclub.ru/book/129565/>

4. Мерзликина, Н. В. Взаимозаменяемость и нормирование точности [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Н. В. Мерзликина, В. С. Секацкий, В. А. Титов. – Красноярск : Сибирский федеральный университет, 2011. – 192 с.

<http://www.biblioclub.ru/book/229148/>

5. Голуб, О. В. Стандартизация, метрология и сертификация [Электронный ресурс] : учеб. пособие / О. В. Голуб, И. В. Сурков, В. М. Позняковский. – Новосибирск : Сибирское университетское издательство, 2009. – 335 с.

<http://www.biblioclub.ru/book/57452/>

Составитель
Дмитрий Михайлович Дубинкин

ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Методические указания к практической работе по дисциплине
«Метрология, стандартизация и сертификация в горном деле»
для студентов направления подготовки 21.05.04 «Горное дело»,
по дисциплине **«Метрология, стандартизация и сертификация»**
для студентов направления подготовки 20.03.01
«Техносферная безопасность», по дисциплине **«Метрология
и сертификация»** для студентов направления подготовки 27.03.02
«Управление качеством», всех форм обучения

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 04.04.2016. Формат 60×84/16.

Бумага офсетная. Отпечатано на ризографе.

Уч.-изд. л. 1,6. Тираж 30 экз. Заказ.

КузГТУ. 650000, Кемерово, уд. Весенняя, 28.

Издательский центр КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4А.