

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС»
Новотроицкий филиал

Кафедра металлургических технологий и оборудования

Т.В. Степыко

—

ДОПУСКИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Методические указания
по выполнению домашнего задания / контрольной работы
для студентов направления подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудования,
всех форм обучения

Новотроицк, 2023

УДК 621.713

ББК 34.41

С79

Рецензенты:

Доцент кафедры металлургических технологий и оборудования
Новотроицкого филиала ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский
технологический университет «МИСИС», к.т.н.,
Д.Р. Ганин

Мастер по ремонту оборудования доменного цеха АО «Уральская
Сталь» **В.П. Сальников**

Степыко Т.В. Допуски и технические измерения: методические указания по выполнению домашнего задания / контрольной работы для студентов направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудования, всех форм обучения. – Новотроицк: НФ НИТУ «МИСИС», 2023. – 56 с.

Приведены методические указания и необходимые теоретические сведения для выполнения домашнего задания / контрольной работы по учебной дисциплине «Допуски и технические измерения» для студентов направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудования, всех форм обучения.

Рекомендовано Методическим советом НФ НИТУ «МИСИС»

© ФГАОУ ВО Национальный
исследовательский технологический
университет «МИСИС»
Новотроицкий филиал, 2023

Содержание

Введение	4
1 Теоретические сведения	5
1.1 Взаимозаменяемость: определения, виды характеристики	5
1.2 Размеры, отклонения, допуски, посадки	7
1.3 Система допусков и посадок ISO	18
2 Методические рекомендации	23
2.1 Выбор заданных параметров	23
2.2 Оформление работы	23
2.3 Содержание работы	23
Задание 1. Поля допусков на размер гладких цилиндрических соединений.	24
Пример расчета и оформления задания 1	25
Задание 2. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений	29
Пример расчета и оформления задания 2	31
Задание 3. Допуски и посадки подшипников качения	36
Пример расчета и оформления задания 3	39
Задание 4. Размерные цепи	44
Пример расчета и оформления задания 4	47
Список рекомендуемой литературы	51
Приложение А. Таблицы справочных данных	52

Введение

В каждом цивилизованном обществе повышение качества вновь выпускаемой продукции – главная задача производства. Качество продукции – это совокупность свойств и показателей, определяющих пригодность изделий для удовлетворения определенных потребностей в соответствии с назначением изделия. Качество продукции зависит от технического уровня производства и связанных с ним отраслей и определяется большим числом факторов. Для оценки качества машин, агрегатов и другой продукции необходима четкая система показателей и методов их определения. Гарантией достижения качества продукции, а в конечном итоге, гарантией успешного использования любой продукции по назначению является обоснованное назначение точности размеров деталей, узлов и агрегатов, образующих готовую продукцию.

Заданная точность на все составляющие узлы и детали сложного технического объекта обеспечивает взаимозаменяемость отдельных узлов и деталей, гарантирует техническое обслуживание объекта и в конечном итоге долговременную и безотказную эксплуатацию объекта, другими словами, обеспечивает «качество объекта». Настоящее учебное пособие по дисциплине «Допуски и технические измерения» подготовлено для студентов 3-го курса 15.03.02 Технологические машины и оборудование в соответствии с утвержденной программой учебной дисциплины и требованиями ФГОС.

Пособие содержит теоретический, методический и справочный материал по следующим темам:

- взаимозаменяемость гладких цилиндрических поверхностей;
- нормирование точности для подшипников качения;
- размерные цепи.

1 Теоретические сведения

В настоящее время в международной практике действуют различные системы допусков и посадок гладких соединений. Наиболее известна среди них международная система ISO (Международной организации по стандартизации).

Международная система ISO базируется на международном опыте, отражает новейшие достижения науки и техники и является весьма перспективной. В разработке системы ISO, со дня ее основания в 1926 г. под названием ИСА, принимают активное участие отечественные специалисты. С образованием в 1949 г. Совета Экономической Взаимопомощи социалистических стран (СЭВ) начались работы по созданию единых норм взаимозаменяемости. В основу этих норм комиссией по стандартизации СЭВ были положены разработки ISO.

По планам разработчиков в Единую систему допусков и посадок (ЕСДП) входили допуски и посадки как гладких, так и других видов соединений. В окончательной редакции наименование ЕСДП сохранено лишь за системой допусков и посадок для гладких соединений, а допуски и посадки типовых соединений объединены общим наименованием «Основные нормы взаимозаменяемости» (ОНВ).

В России введение стандартов ЕСДП и ОНВ осуществлено через государственные стандарты (ГОСТ).

1.1 Взаимозаменяемость: определения, виды, характеристики

Взаимозаменяемостью изделий (машин, приборов, механизмов и т.д.) их частей или других видов продукции (сырья, материалов, полуфабрикатов и т.д.) называют их свойство равноценно заменять при использовании любой из множества экземпляров изделий, их частей или иной продукции другим однотипным экземпляром. Взаимозаменяемость не обеспечивается одной только точностью геометрических параметров. Современным направлением взаимозаменяемости является **функциональная взаимозаменяемость**, при которой точность и другие эксплуатационные показатели деталей, сборочных единиц и комплектующих изделий должны быть согласованы с назначением и условиями работы конечной продукции. Взаимозаменяемость по геометрическим параметрам является частным видом функциональной взаимозаменяемости.

Взаимозаменяемость может быть полной и неполной, внешней и внутренней. Наиболее широко применяют **полную взаимозаменяемость**, которая обеспечивает возможность беспрепятственной сборки (или замены при ремонте) любых независимо изготовленных с заданной точностью однотипных деталей в сборочные единицы, а последних – в изделия при соблюдении предъявленных к ним (к сборочным единицам или изделиям) технических требований по всем

параметрам качества. Выполнение требований к точности деталей и сборочных единиц изделий является важнейшим исходным условием обеспечения взаимозаменяемости. Комплекс научно-технических исходных положений, выполнение которых при конструировании, производстве и эксплуатации обеспечивает взаимозаменяемость деталей, сборочных единиц и изделий, называют **принципом взаимозаменяемости**.

Взаимозаменяемыми могут быть детали, сборочные единицы и изделия в целом. В первую очередь такими должны быть детали и сборочные единицы, от которых зависят надёжность и другие эксплуатационные показатели изделий. Это требование, естественно, распространяется и на запасные части.

Свойство собираемости и возможность равноценной замены любого экземпляра взаимозаменяемой детали и сборочной единицы позволяет изготавливать их в цехах машиностроительных заводов серийного и массового производства, а собирать – на местах эксплуатации. При сборке используют стандартные крепёжные детали, подшипники качения, электротехнические, резиновые и пластмассовые изделия, а часто их унифицированные агрегаты, получаемые по кооперации от других предприятий. При полной взаимозаменяемости сборку выполняют без доработки деталей и сборочных единиц. Такое производство называют взаимозаменяемым.

При полной взаимозаменяемости упрощается процесс сборки – он сводится к простому соединению деталей рабочими преимущественно невысокой квалификации; появляется возможность точно нормировать процесс сборки во времени, устанавливать необходимый темп работы и применять поточный метод. Создаются условия для автоматизации процессов изготовления и сборки изделий, а также широкой специализации и кооперирования заводов (при которых завод-поставщик изготавливает унифицированные изделия, сборочные единицы и детали ограниченной номенклатуры и поставляет их заводу, выпускающему основные изделия). Упрощается ремонт изделий, так как любая изношенная или поломанная деталь или сборочная единица может быть заменена новой (запасной).

Полную взаимозаменяемость экономически целесообразно применять для деталей, изготовленных с допусками квалитетов не выше 6 и для сборочных единиц, состоящих из небольшого числа деталей, а также в случаях, когда несоблюдение заданных зазоров или натягов недопустимо даже у части изделий. Иногда для удовлетворения эксплуатационных требований необходимо изготавливать детали сборочных единиц с малыми, экономически неприемлемыми или технически трудно выполнимыми допусками. В этих случаях для получения требуемой точности сборки применяют групповой подбор деталей (селективную сборку), компенсаторы, регулирование положения некоторых частей машин и приборов, пригонку и другие дополнительные технические мероприятия при обязательном выполнении требований к качеству сборочных единиц и

изделий. Такую **взаимозаменяемость** называют **неполной (ограниченной)**. Её можно осуществлять не по всем, а только по отдельным геометрическим или другим параметрам.

Внешняя взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость покупных и кооперируемых изделий (монтируемых в других более сложных изделиях) и сборочных единиц по эксплуатационным показателям, а также по размерам и форме присоединительных поверхностей. Например, в электродвигателях внешнюю взаимозаменяемость обеспечивают по частоте вращения вала и мощности, а также по присоединительным размерам; в подшипниках качения – по наружному диаметру наружного кольца и внутреннему диаметру внутреннего кольца.

Внутренняя взаимозаменяемость распространяется на детали, сборочные единицы и механизмы, входящие в изделие. Например, в подшипнике качения внутреннюю групповую взаимозаменяемость имеют тела качения и кольца.

1.2 Размеры, отклонения, допуски, посадки

ГОСТ 25347-2013 устанавливает основные определения допусков и посадок для элементов деталей и их соединений, имеющих гладкие цилиндрические или плоские параллельные поверхности. Терминология, применяющаяся для допусков и посадок других типовых соединений, основана на терминологии, установленной ГОСТ 25347-2013 для гладких цилиндрических соединений.

Поверхности деталей бывают цилиндрические, плоские, конические, эвольвентные, сложные (шлицевые, винтовые) и др.

Сопрягаемые – это поверхности, по которым детали соединяются в сборочные единицы, а сборочные единицы в механизмы.

Несопрягаемые или **свободные** – это конструктивно необходимые поверхности, не предназначенные для соединения с поверхностями других деталей.

Вал – термин, условно применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы, и соответственно сопрягаемых размеров.

Отверстие – термин, условно применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей, включая нецилиндрические элементы.

Основной вал — вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

Основное отверстие — отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

Обозначения:

для вала: для отверстия:

d – номинальный размер, D - номинальный размер,

$d_{\text{тах}}$ – наибольший предельный размер, $D_{\text{тах}}$ – наибольший предельный размер,

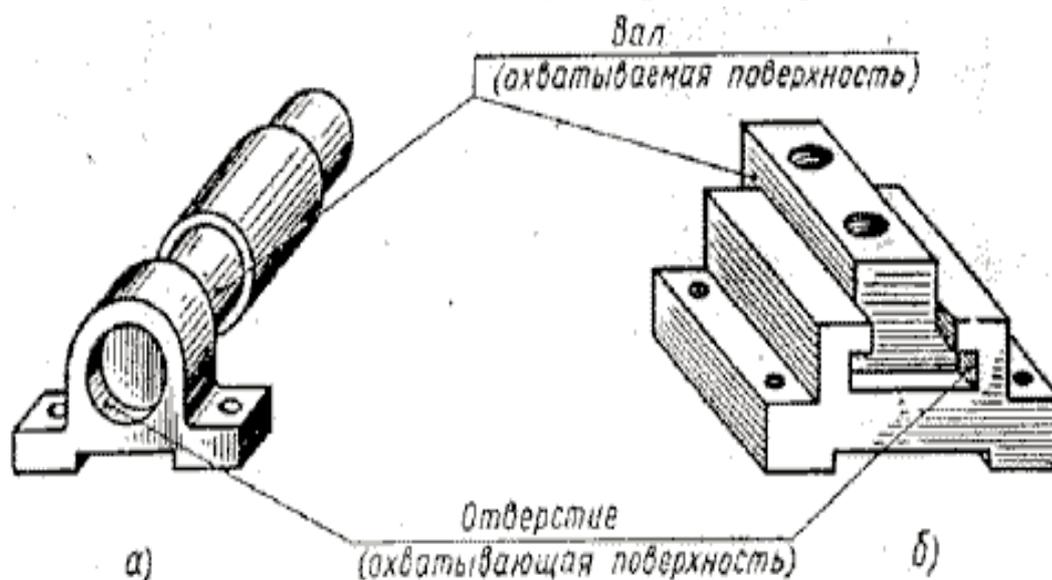
$d_{\text{тип}}$ – наименьший предельный размер, $D_{\text{тип}}$ – наименьший предельный размер,

$d_{\text{д}}$ – действительный размер, $D_{\text{д}}$ – действительный размер,

T_d – допуск T_D – допуск.

При этом не следует термин «вал» отождествлять с валом – названием типовой детали. Также следует запомнить, что сведение многообразие элементов к «валу» и «отверстию» никак не связывается с определенной геометрической формой, когда слова «вал» и «отверстие» привычно ассоциируется со словом цилиндр. Конкретные конструктивные элементы детали могут иметь как форму гладких цилиндров, так, и ограничены гладкими параллельными плоскостями. Важен лишь обобщенный тип элемента детали: если элемент наружный (охватываемый) – это вал, если внутренний (охватывающий) – это отверстие рисунок 1.

Введение терминов «вал» и «отверстие» позволяет уточнить условие годности действительного размера. Теперь заключение о том, что размер – брак нужно дополнить характеристикой брака: брак исправимый, брак неисправимый (окончательный). Если элемент является наружным, то есть валом, то завышенный действительный размер (больше наибольшего предельного) можно исправить дополнительной обработкой – брак исправим. А если элемент детали является внутренним, то есть отверстием, то завышенный действительный размер (больше наибольшего предельного) исправить обработкой – сделать меньше, уже нельзя, следовательно, в этом случае брак неисправим.



а – гладкое цилиндрическое; б – плоское параллельное

Рисунок 1 – Соединение двух деталей

Таким образом, окончательно условие годности размера формулируется так: если действительный размер окажется между наибольшим и наименьшим

предельным размерами или равен любому из них – размер годен.

Условия годности для отверстия (внутренний элемент):

– если действительный размер окажется меньше наименьшего предельного размера – брак исправимый;

– если действительный размер окажется больше наибольшего предельного размера – брак неисправимый (окончательный).

– Условия годности для вала (наружный элемент):

– если действительный размер окажется больше наибольшего предельного размера – брак исправимый;

– если действительный размер окажется меньше наименьшего предельного размера – брак неисправимый (окончательный).

Размеры выражают числовые значения линейных величин (диаметров, длин и т.д.) и делятся на: номинальные, действительные и предельные. В машино- и приборостроении все размеры в технической документации задают и указывают в миллиметрах.

Номинальный размер (D , d , l и др.) размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит началом отсчета отклонений. Номинальный размер определяется на стадии разработки изделия исходя из функционального назначения деталей путем выполнения кинематических, динамических и прочностных расчетов с учетом конструктивных, технологических, эстетических и других условий. Полученный таким образом номинальный размер должен быть округлен до значений, установленных ГОСТ 6636-69 «Нормальные линейные размеры».

Стандарт на нормальные линейные размеры имеет большое экономическое значение, состоящее в том, что при сокращении числа номинальных размеров сокращается потребная номенклатура мерных режущих и измерительных инструментов (сверла, зенкеры, развертки, протяжки, калибры), штампов, приспособлений и другой технологической оснастки. При этом создаются условия для организации централизованного изготовления названных инструментов и оснастки на специализированных машиностроительных заводах.

Действительный размер – размер, установленный измерением с допускаемой погрешностью. Этот термин введен потому, что невозможно изготовить деталь с абсолютно точными требуемыми размерами и измерить их без внесения погрешности. Действительный размер детали в работающей машине вследствие износа, упругой, остаточной, тепловой деформации и других причин отличается от размера, определённого в статическом состоянии или при сборке. Это обстоятельство необходимо учитывать при точности анализа механизма в целом.

Под **погрешностью измерения** понимается отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины, которое определяется как

алгебраическая разность этих величин. За истинное значение измеряемой величины принимается математическое ожидание многократных измерений.

Величина допускаемой погрешности измерения, по которой выбирается необходимое средство измерения, регламентируется ГОСТ 8.051-81 в зависимости от точности изготовления измеряемого элемента детали, заданной в чертеже

Предельные размеры детали – два предельно допускаемых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер годной детали. Большой из них называют **наибольшим предельным размером**, меньший – **наименьшим предельным размером**. Они обозначаются D_{\max} и D_{\min} для отверстия, d_{\max} и d_{\min} – для вала.

Для предельного размера, который соответствует максимальному количеству остающегося на детали материала (верхний предел для вала и нижний - для отверстия), предусмотрен термин **проходной предел**; для предельного размера, соответствующего минимуму остающегося материала (нижний предел для вала и верхний - для отверстия), - **непроходной предел**. Сравнивая действительный размер с предельными, можно судить о годности элемента детали. Предельные размеры определяют характер соединения деталей и их допустимую неточность изготовления; при этом предельные размеры могут быть больше или меньше номинального размера или совпадать с ним.

Для упрощения чертежей введены предельные отклонения от номинального размера: **верхнее предельное отклонение** ES , es – алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами; **нижнее предельное отклонение** EI , ei – алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

Для отверстия:

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

$$EI = D_{\min} - D. \quad (2)$$

Для вала:

$$es = d_{\max} - d; \quad (3)$$

$$ei = d_{\min} - d. \quad (4)$$

Действительным отклонением называют алгебраическую разность между действительным и номинальным размерами. Отклонение является положительным, если предельный и действительный размер больше номинального, и отрицательным, если указанные размеры меньше номинального.

Средним отклонением (E_m – для отверстия; e_m – для вала) называют полусумму верхнего и нижнего отклонений.

$$E_m = 0,5(ES + EI); \quad (5)$$

$$e_m = 0,5(es + ei). \quad (6)$$

На машиностроительных чертежах номинальные и предельные линейные размеры и их отклонения проставляют в миллиметрах без указания единицы (ГОСТ 2.307 – 68), например $42^{+0.003}_{-0.013}$, $42^{-0.013}_{-0.024}$, $42^{+0.11}$, $42_{-0.025}$; угловые размеры и их предельные отклонения – в градусах (°), минутах (′) или секундах (″), например $0^\circ 30' 40''$. Предельные отклонения в таблицах допусков указывают в микрометрах. При равенстве абсолютных значений отклонений их указывают один раз со знаком ± рядом с номинальным размером, например $60 \pm 0,2$; $120^\circ \pm 20^\circ$. Отклонение, равное нулю, на чертежах не проставляют, наносят только одно отклонение – положительное на месте верхнего или отрицательное на месте нижнего предельного отклонения, например $200_{-0,2}$; $240^{+0,2}$. Число знаков в обоих отклонениях обязательно выравнивают, например $50^{+0.070}_{-0.109}$.

Допуском Т (Т – общее обозначение, от лат. Tolerance – допуск) называют разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми значениями того или иного параметра.

Допуск размера всегда положительная величина.

Допуск Т размера определяется как разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами, по формулам (7) и (8), или как абсолютное значение алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями, по формулам (9) и (10). Допуск всегда положителен. Он определяет допускаемое поле рассеяния действительных размеров годных деталей в партии, т.е. заданную точность изготовления. С увеличением допуска качество изделий, как правило, ухудшается, но стоимость изготовления уменьшается /3/. Допуск отверстия обозначается TD, допуск вала – Td.

$$TD = D_{\max} - D_{\min}; \quad (7)$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min}, \quad (8)$$

или

$$TD = ES - EI; \quad (9)$$

$$Td = es - ei. \quad (10)$$

Все понятия: номинальный размер, действительный размер, предельные размеры, предельные отклонения и допуск – можно представить графически. Однако изобразить отклонения и допуск в одном масштабе с размерами детали практически невозможно. Поэтому вместо полного изображения деталей с предельными размерами применяют схематичные – только с указанием отклоне-

ний, такие схемы можно вычерчивать в масштабе, они получаются более наглядными, простыми и компактными.

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются предельные отклонения размеров при графическом изображении полей допусков.

Если нулевая линия расположена горизонтально, то в условном масштабе положительные отклонения откладываются вверх, а отрицательные – вниз от нее. Если нулевая линия расположена вертикально, то положительные отклонения откладываются справа от нулевой линии.

Зона, находящаяся между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям, называется полем допуска.

Поле допуска – поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При одном и том же допуске для одного и того же номинального размера могут быть разные поля допусков.

Различают начало и конец поля допуска. Началом поля допуска является граница, соответствующая наибольшему объему детали и позволяющая отличить годные детали от исправимых негодных. Концом поля допуска является граница, соответствующая наименьшему объему детали и позволяющая отличить годные детали от неисправимых негодных.

Схема расположения полей допусков отверстия и вала при посадке с зазором представлена на рисунке 2.

Посадкой называют характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. Посадка характеризует свободу относительного перемещения соединяемых деталей или степень сопротивления их взаимному смещению.

Различают две равноценные системы образования посадок – система вала и система отверстия.

Посадка в системе отверстия (hole-basis fit system) – посадка, в которой основное отклонение (нижнее предельное отклонение) отверстия равно нулю. В этом случае требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных допусков валов с допуском основного отверстия, у которого нижний предельный размер совпадает с номинальным (рисунок 2, а).

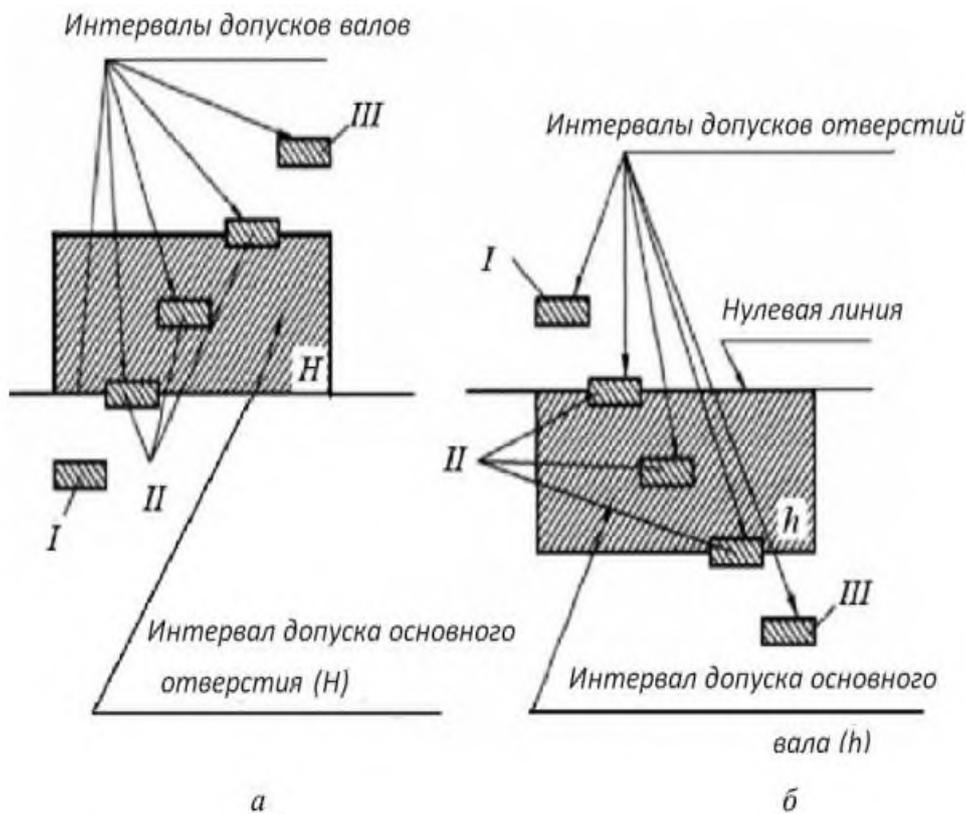
Посадка в системе вала (shaft-basis fit system) – посадка, в которой основное отклонение (верхнее предельное отклонение) вала равно нулю. Требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных допусков отверстий с допуском основного вала, а у основного вала верхний предельный размер совпадает с номинальным (рисунок 2, б).

Для нормирования требуемых уровней точности установлены качества изготовления деталей и изделий.

Квалитет (standard tolerance grade) – группа допусков на линейные раз-

меры, характеризующаяся общим обозначением. Каждый квалитет соответствует одному уровню точности для любых номинальных размеров.

Число квалитетов определяется потребностью промышленности, функциональными и технологическими факторами. Квалитет определяет величину допуска на изготовление, а, следовательно, и соответствующие методы и средства обработки деталей.



а – система отверстия; б – система вала:

I – поля допусков посадок с зазором; II – поля допусков переходных посадок; III – поля допусков посадок с натягом

Рисунок 2 – Схема расположения полей допусков посадок в системе вала и в системе отверстия

ГОСТ 25346-2013 устанавливает 20 квалитетов, которые обозначаются арабскими цифрами:



Рисунок 3 – Зависимость точности от квалитета

Допуски по квалитетам обозначаются сочетанием прописных букв IT (International Tolerance) с порядковым номером квалитета, например: IT12, IT6.

Величина допуска в пределах одного квалитета зависит только от величины номинального размера и рассчитывается для квалитетов 5 – 18 по формуле:

$$T = a \cdot i,$$

где a – число единиц допуска, определяемое квалитетом;

i – единица допуска, являющаяся функцией номинального размера.

Для размеров до 500 мм единица допуска определяется по формуле:

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D,$$

где D – среднее геометрическое границ интервала, куда попадает номинальный размер соединения.

Для размеров свыше 500 до 10000 мм:

$$i = 0,004 \cdot D + 2,1.$$

Для квалитетов точнее 5-го допуски определяются по другим формулам:

$$IT01 = 0,3 + 0,008 \cdot D;$$

$$IT0 = 0,5 + 0,012 \cdot D;$$

$$IT01 = 0,3 + 0,008 \cdot D;$$

$$IT2 = \sqrt{IT1 \cdot IT3};$$

$$IT3 = \sqrt{IT1 \cdot IT5};$$

$$IT4 = \sqrt{IT3 \cdot IT5}.$$

Число единиц допуска от квалитета к квалитету изменяется по геометрической прогрессии со знаменателем $\approx 1,6$. В таблице 1 приведены значения числа единиц допуска, а для квалитетов 5-18.

Таблица 1 - Значение числа единиц допуска a для квалитетов 5-18

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11
Число единиц допуска, a	7	10	16	25	40	64	100
Квалитет	12	13	14	15	16	17	18
Число единиц допуска, a	160	250	400	640	1000	1600	2500

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадка может быть: с зазором (см. рисунок 4), с натягом (см. рисунок 5) или переходной (см. рисунок б), при которой возможно получение, как зазора, так и натяга.

Зазор S – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала. Зазор обеспечивает возможность относительного перемещения собранных деталей.

Посадки с зазором образуются полями допусков, которые установлены в квалитетах 4 – 12 и применяются в неподвижных и подвижных соединениях:

- для облегчения сборки при невысокой точности центрирования;
- для регулирования взаимного положения деталей;
- для обеспечения смазки трущихся поверхностей (подшипники скольжения) и компенсации тепловых деформаций;
- для сборки деталей с антикоррозийными покрытиями.

Посадки с наименьшим зазором, равным нулю $\frac{H}{h}$, обеспечивают высокую точность центрирования и поступательного перемещения деталей в регулируемых соединениях, могут заменять переходные посадки.

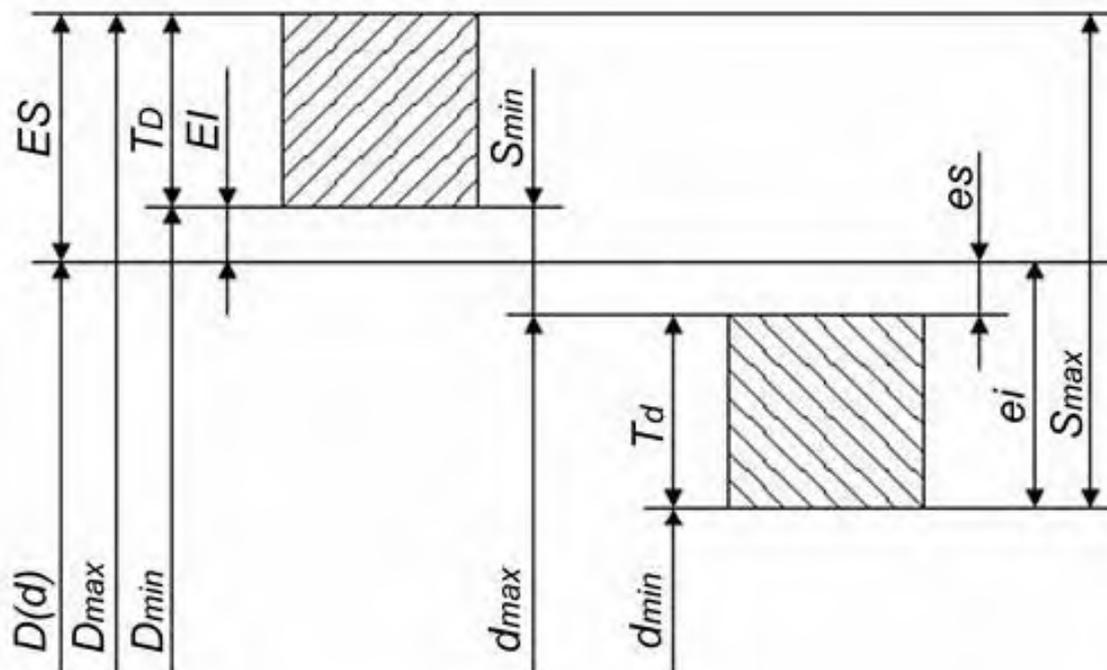


Рисунок 4 – Поля допусков отверстия и вала при посадке с зазором

Характер сопряжения (группу посадки) легко установить, если в соответствии с обозначением посадки на сборочном чертеже после нахождения предельных отклонений отверстия и вала изобразить посадку графически. Если поле допуска отверстия располагается над полем допуска вала – это посадка с зазором, если поле допуска отверстия располагается под полем допуска вала –

это посадка с натягом, если поля допусков отверстия и вала полностью или частично перекрываются, то это переходная посадка.

Наибольший, наименьший и средний зазоры определяют по формулам:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}; \quad (11)$$

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

$$S_m = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2}. \quad (13)$$

Посадка с зазором — посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении (поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала). К посадкам с зазором относятся также посадки, в которых нижняя граница поля допуска отверстия совпадает с верхней границей поля допуска вала, т.е. $S_{\min} = 0$.

Натяг N – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Натяг обеспечивает взаимную неподвижность деталей после их сборки.

Посадки с натягом по значению гарантированного натяга подразделяются на три группы:

1. посадки с минимальным гарантированным натягом $\frac{H7}{p6}; \frac{P7}{h6}; \frac{H6}{p5}; \frac{P6}{h5}$

применяют при малых нагрузках и для уменьшения деформаций собранных деталей; неподвижность соединения обеспечивают дополнительным креплением; эти посадки допускают редкие разборки;

2. посадки с умеренным гарантированным натягом $\frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}; \frac{H8}{s7}; \frac{H7}{t6};$

$\frac{R7}{h6}; \frac{T7}{h6}; \frac{H6}{r5}; \frac{H6}{s5}$ допускают передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления, а так же с дополнительным креплением; могут применяться для передачи больших нагрузок, если прочность не позволяет применить посадки с большими натягами; сборка может производиться под прессом или способом термических деформаций;

3. посадки с большими гарантированными натягами $\frac{H7}{v6}; \frac{H8}{v8}; \frac{U8}{h7}; \frac{H8}{x8};$

$\frac{H8}{z8}$ передают тяжелые и динамические нагрузки без дополнительного крепления; необходима проверка соединяемых деталей на прочность; сборка осуществляется в основном способом термической деформации.

Наибольший, наименьший и средний натяги определяют по формулам:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}; \quad (14)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}; \quad (15)$$

$$N_m = \frac{N_{\max} - N_{\min}}{2}. \quad (16)$$

Посадка с натягом – посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении (поле допуска вала расположено над полем допуска отверстия).

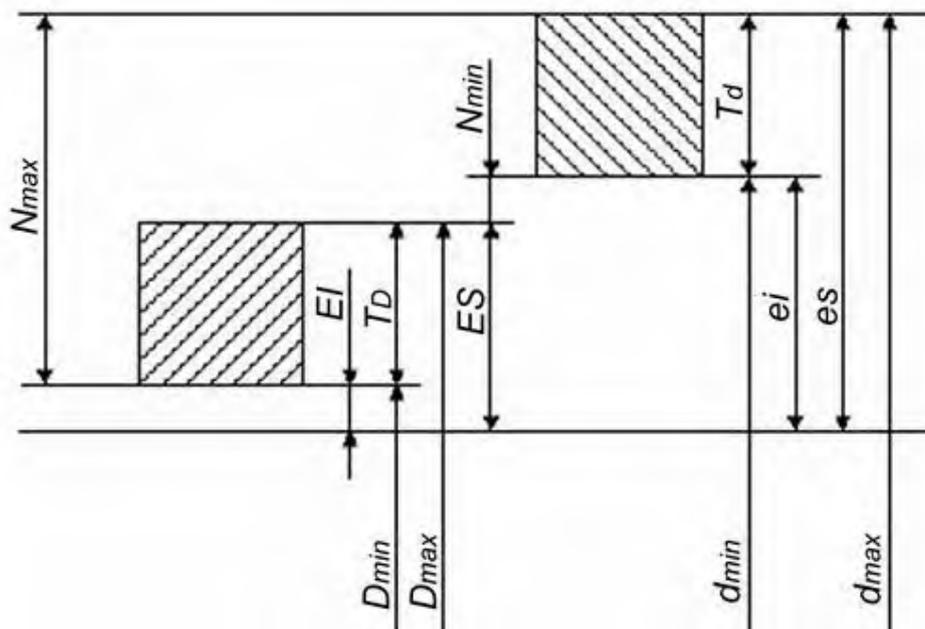


Рисунок 5 – Поля допусков отверстия и вала при посадке с натягом

Переходные посадки образуются полями допусков, которые установлены в квалитетах 4 – 8; характеризуются возможностью получения сравнительно небольших зазоров или натягов; применяются в неподвижных разъемных соединениях при необходимости точного центрирования при этом необходимо дополнительное крепление собранных деталей.

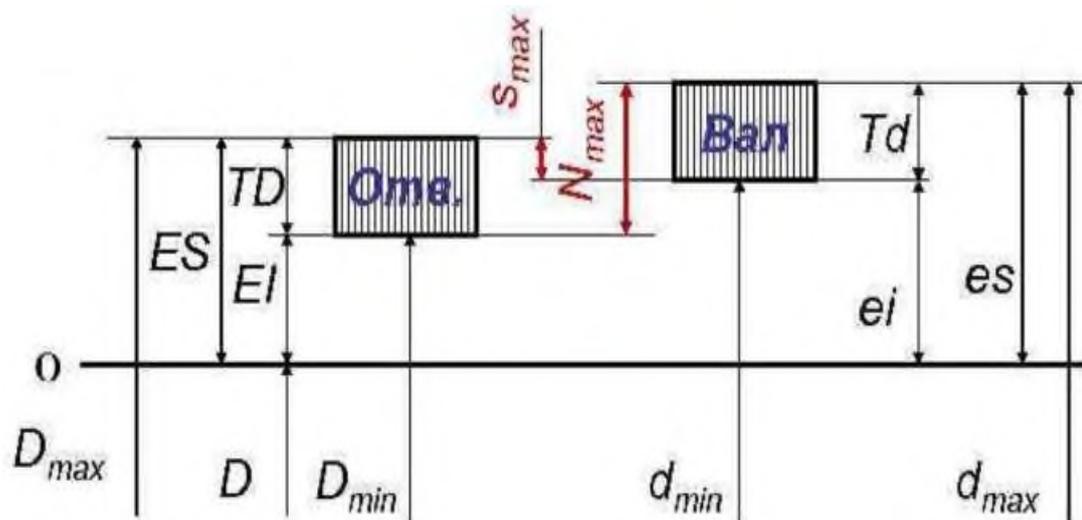


Рисунок 6 - Поля допусков отверстия и вала при переходной посадке

Группы переходных посадок:

1. посадки с более вероятными натягами $\frac{N7}{m6}$; $\frac{M7}{h6}$; $\frac{H7}{h6}$; $\frac{N7}{h6}$; применяют при больших ударных нагрузках, при повышенной точности центрирования и редких разборках, а также при затрудненной сборке вместо посадок с минимально гарантированным натягом;

2. посадки с равновероятными натягами и зазорами $\frac{H7}{k6}$; $\frac{K7}{h6}$ имеют наибольшее применение из переходных посадок, так как для сборки и разборки не требуют больших усилий и обеспечивают высокую точность центрирования;

3. посадки с более вероятными зазорами $\frac{H7}{js6}$; $\frac{Js7}{h6}$ применяют при не больших статических нагрузках, частых разборках и затрудненной сборке, а также для регулирования взаимного положения деталей.

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга (поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью).

Допуск посадки – разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми зазорами (допуск зазора TS в посадках с зазором) или наибольшим и наименьшим допускаемыми натягами (допуск натяга TN в посадках с натягом):

$$TS = S_{\max} - S_{\min}; \quad (17)$$

$$TN = N_{\max} - N_{\min}. \quad (18)$$

В переходных посадках допуск посадки – сумма наибольшего натяга и наибольшего зазора, взятых по абсолютному значению. Для всех типов посадок допуск посадки численно равен сумме допусков отверстия и вала, т.е.:

$$TS (TN) = TD + Td. \quad (19)$$

1.3 Система допусков и посадок ISO

Системой допусков и посадок называют совокупность рядов допусков и посадок, созданную на основе теоретических исследований и обобщения опыта проектирования, изготовления и эксплуатации изделий. Стандартные системы допусков и посадок разработаны для различных типовых соединений деталей машин и приборов. Они обеспечивают взаимозаменяемость в машино- и приборостроении; создают условия для стандартизации конечной продукции, комплектованных изделий.

Большинство стран мира применяют системы допусков и посадок ISO (ISO) – крупнейшей международной организации в области стандартизации

(ISO – International Standard Organization, организована в 1926 г.). Системы ISO созданы для унификации национальных систем допусков и посадок с целью облегчения международных технических связей в металлообрабатывающей промышленности.

Системой допусков и посадок ISO предусмотрены посадки в системе **отверстия** и в **системе вала**. Посадки в системе отверстия – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с **основным отверстием**.

Основное отверстие – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю ($EI = 0$), т.е. нижняя граница поля допуска основного отверстия всегда совпадает с нулевой линией. Посадки в системе вала – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с **основным валом**.

Основной вал – вал, верхнее отклонение которого равно нулю ($es = 0$), т.е. верхняя граница поля допуска основного вала всегда совпадает с нулевой линией.

Поле допуска основного отверстия откладывают вверх, поле допуска основного вала – вниз от нулевой линии, т.е. в материал детали. Примеры расположения полей допусков для посадок в системах отверстия и вала приведены на рисунке 7.

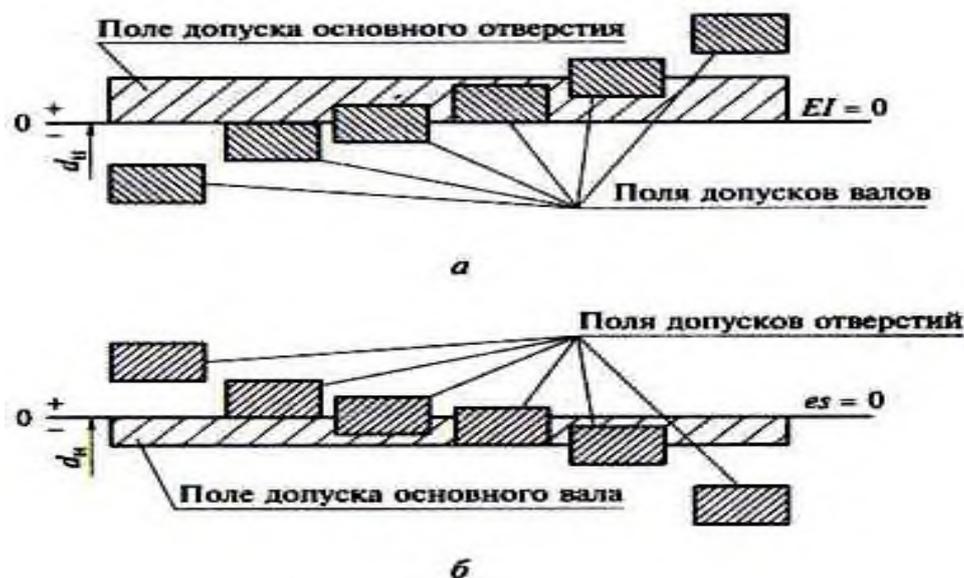


Рисунок 7 – Расположение полей допусков для посадок в системе отверстия (а) и в системе вала (б)

Для образования посадок с различными зазорами и натягами предусмотрено по 27 вариантов основных отклонений валов и отверстий. Основное отклонение – это одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии. В системе ISO таким отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой ли-

нии. Основные отклонения отверстий обозначаются прописными буквами латинского алфавита, валов – строчными буквами. Основное отверстие обозначается буквой H, а основной вал – буквой h. Отклонения A – H (a – h) предназначены для образования полей допусков в посадках с зазорами: отклонения J – N (j – n) – в переходных посадках; отклонения P – ZC (p – zc) – в посадках с натягом. Основные отклонения отверстий и валов приведены на рисунке 7.

Каждой буквой обозначается ряд основных отклонений, величина которых изменяется только в зависимости от номинальных размеров.

Для каждого основного отклонения вала (верхнего es для валов a – h или нижнего ei для валов j – zc) величина и знак определяются по эмпирическим формулам. Основное отклонение вала не зависит от качества. Основные отклонения отверстий построены так, чтобы обеспечить посадки в системе отверстия. Они равны по абсолютному значению и противоположны по знаку основным отклонениям валов, обозначаемых той же буквой.

Общее правило определения основных отклонений отверстий:

EI = -es при основных отклонениях от A до H;

ES = -ei при основных отклонениях от J до ZC.

Это правило формулируется следующим образом: основное отклонение отверстия должно быть симметрично нулевой линии основному отклонению вала, обозначенному той же (строчной) буквой.

У валов с отклонениями j_s и отверстиями с отклонениями J_s (не имеющих основного отклонения) оба предельных отклонения определяют, исходя только из допуска IT соответствующего качества. Для j_s и J_s поле допуска симметрично относительно нулевой линии.

Поле допуска образуется сочетанием одного из основных отклонений с допуском по одну из качеств. В соответствии с этим правилом поле допуска обозначают буквой (иногда двумя) основного отклонения и номером качества, например, для вала h6, d11, e9; для отверстия H6, D11, CD10.

Поле допуска ограничено горизонтальной линией, определяемой основным отклонением. Второе предельное отклонение, ограничивающее данное поле допуска, можно определить по основному отклонению и допуску принятого качества. Если основное отклонение верхнее, то нижнее отклонение для вала определяется по формуле (20), для отверстия – по формуле (21).

$$ei = es - IT; \quad (20)$$

$$EI = ES - IT. \quad (21)$$

Если основное отклонение нижнее, то верхнее отклонение для вала определяется по формуле (22), для отверстия – по формуле (23).

$$es = ei + IT; \quad (22)$$

$$ES = EI + IT. \quad (23)$$

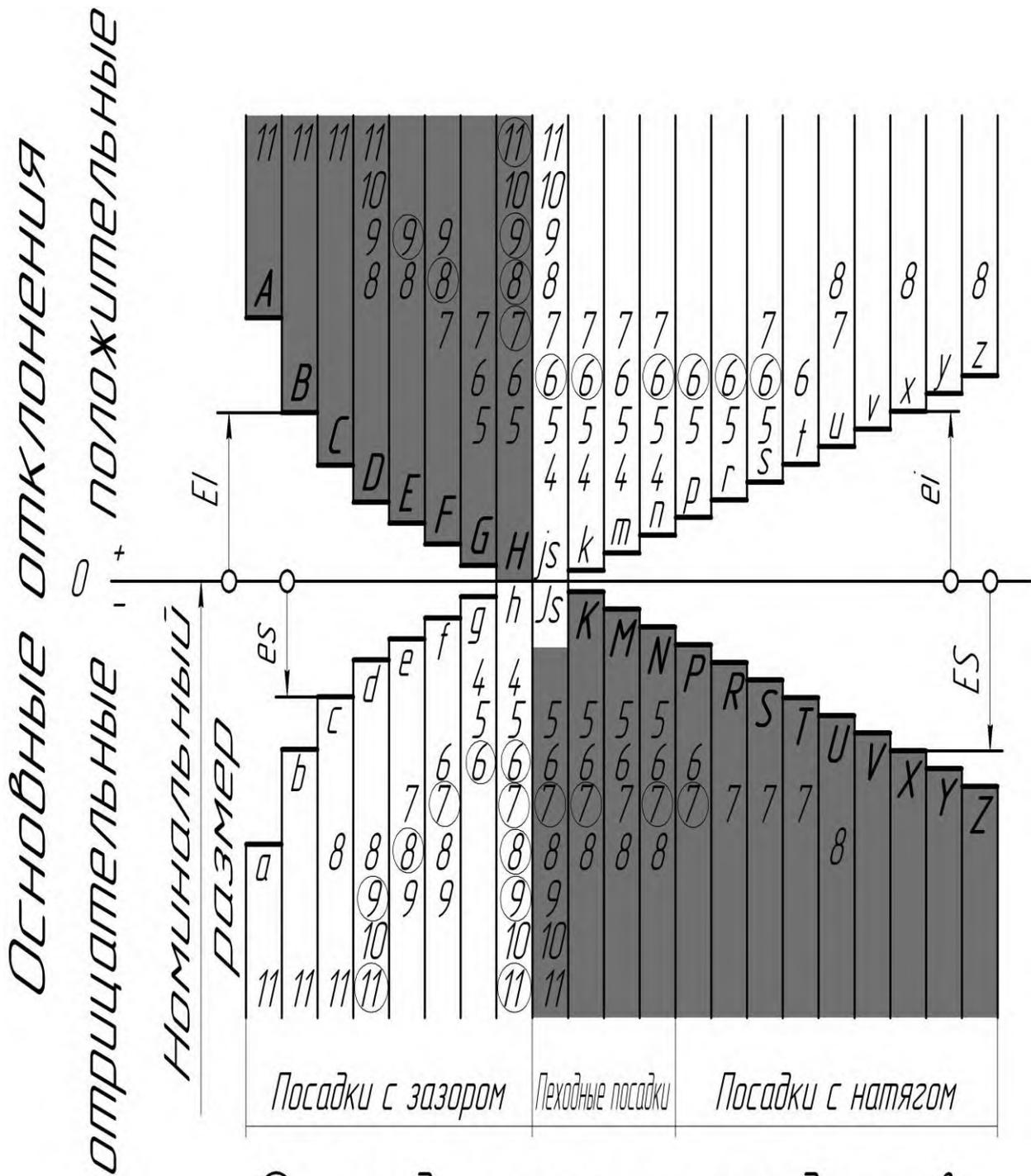
Отклонения e_i , e_s , EI , ES берут с учетом знака. Для размеров от 1 до 500 мм выделены предпочтительные поля допусков. Они обеспечивают 90 – 95% посадок общего применения. Использование предпочтительных полей допусков способствует повышению уровня унификации изделий, сокращает номенклатуру режущих инструментов и калибров, создает благоприятные условия для кооперирования и организации централизованного производства.

Посадки для сопрягаемых деталей устанавливают лишь значение основного отклонения, т.е. расстояние от ближайшей границы поля допуска до нулевой линии. Верхнее (если поле допуска расположено ниже нулевой линии) или нижнее (если поле допуска расположено выше нулевой линии), отклонения определяют по основному отклонению и допуску выбранного качества.

Пример обозначения посадки:

$$40H7/g6 \text{ (или } 40H7 - g6 \text{ или } 40 \frac{H7}{g6}).$$

В данном случае соединение отверстия и вала, имеющих общий номинальный диаметр 40 мм и обработанных по полям допусков H7 и g6 соответственно, дает посадку в системе отверстия. В этом примере H – обозначение основного отклонения отверстия, g – основного отклонения вала. Цифры 7 и 6 обозначают номера качеств.



○ - предпочтительные поля допусков

Рисунок 8 – Основные отклонения валов и отверстий, принятые в системе ISO

2 Методические рекомендации

2.1 Выбор заданных параметров

Для выполнения домашней/контрольной работы, в соответствии с шифром варианта задания по таблицам 2, 3, 4, 5 необходимо выписать значения параметров рассчитываемых соединений. При этом следует учесть, что первая цифра шифра обозначает номер строки соответствующей таблицы данных, а вторая соответствует номеру столбца этой же таблицы. Следовательно, параметры, соответствующие шифру варианта, находятся на пересечении соответствующей строки и столбца. В таблицах - заданиях 3 и 4 параметры рассчитываемых соединений даны в строках, номер которых соответствует шифру варианта. При выборе варианта следует учесть его двузначное обозначение, например, вариант №1 следует читать как вариант №01.

Вариант задания выдается каждому студенту преподавателем.

2.2 Оформление работы

Работа должна быть выполнена на листах формата А4, с применением ПК, печать односторонняя. Листы скрепляются скоросшивателем. Не допускается ксерокопирование (сканирование) текста, рисунков, схем, чертежей с оригиналов – все иллюстрации должны быть авторские. В тексте работы должны быть сноски на использованные источники, которые приводятся в конце работы. Справочные таблицы для выполнения расчетов даны в приложении А.

2.3 Содержание работы

Работа должна содержать: введение, отчеты о выполнении заданий в соответствии с требованиями методических рекомендаций, заключение, список использованных источников.

Задание 1. Поля допусков на размеры гладких цилиндрических соединений

Для заданных по варианту (см. таблицу 2) размеров построить в масштабе схемы расположения полей допусков в «системе отверстия» и в «системе вала». В системе отверстия основное отверстие Н7 соединяется с валами е6, f6, g6, js6, k6, m6, n6. В системе вала основной вал h6 соединяется с отверстиями Е6, F6, G6, Gs6, K6, M6, N6.

На схемах указать величины числовых значений, предельных отклонений в мкм. Письменно ответить на вопросы и оформить схемы полей допусков.

Таблица 2 – Номинальные размеры гладких цилиндрических соединений

№ столбца № строки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	20	80	30	50	6	45	70	10	45	18
1	35	90	40	58	13	4	93	71	15	52
2	40	100	48	65	28	66	8	25	92	164
3	56	110	55	75	77	128	2	105	47	147
4	40	120	68	95	89	18	79	12	48	37

Пример расчета и оформления задания 1

ОЖЗПИДЕ ВОНЧИВШПНШЗВОУ

Задание 1. Поля допусков на размеры гладких цилиндрических соединений

$\phi 35$

Для системы вала качества 6, $T_d=16$

Для системы отверстия качества 7, $T_D=25$

H7: $EI = 0, ES = EI + TD = 0 + 25 = 25$

e6: $es = -50, ei = es - Td = -50 - 16 = -66$

f6: $es = -25, ei = es - Td = -25 - 16 = -41$

g6: $es = -9, ei = es - Td = -9 - 16 = -25$

js6: $es = ei = \frac{T_d}{2} = \frac{16}{2} = 8.0$

k6: $ei = 2, ei = es - Td = 2 + 16 = 18$

m6: $ei = 9, ei = es - Td = 9 + 16 = 25$

n6: $ei = 17, ei = es - Td = 17 + 16 = 33$

h6: $ei = 0, es = ei - Td = -16$

E7: $EI = 50, ES = EI + TD = 50 + 25 = 75$

F6: $EI = 25, ES = EI + TD = 25 + 16 = 41$

G6: $EI = 9, ES = EI + TD = 9 + 16 = 25$

Gs6: $ES = EI = \frac{TD}{2} = \frac{16}{2} = 8.0$

K6: $ES = -2, EI = ES - TD = -2 - 16 = -18$

M6: $ES = -9, EI = ES - TD = -9 - 16 = -25$

N6: $ES = -17, EI = ES - TD = -17 - 16 = -33$

Подп. и дата

Имя, № докл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Имя, № докл.

Имя	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата

Пояснительная записка

Лист

Копировал

Формат А4

Пояснительная записка

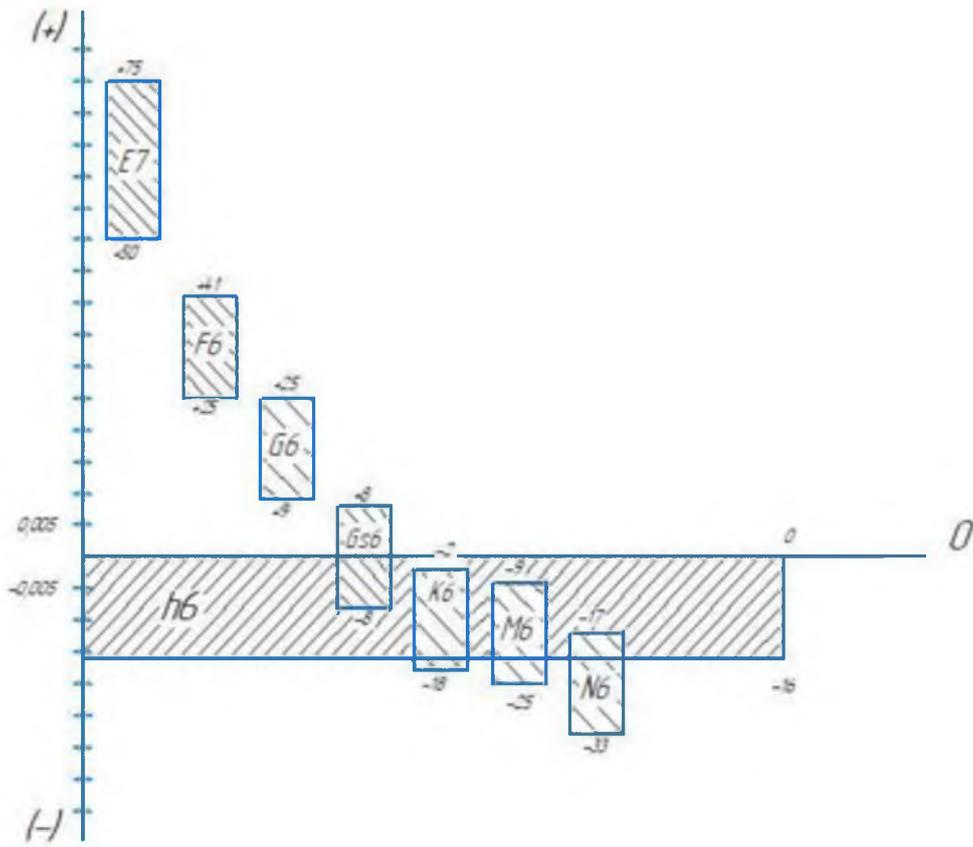


Рисунок 1 – Схема расположения полей допусков в системе вала

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инд. №	Инд. № дудл.
Подп. и дата	

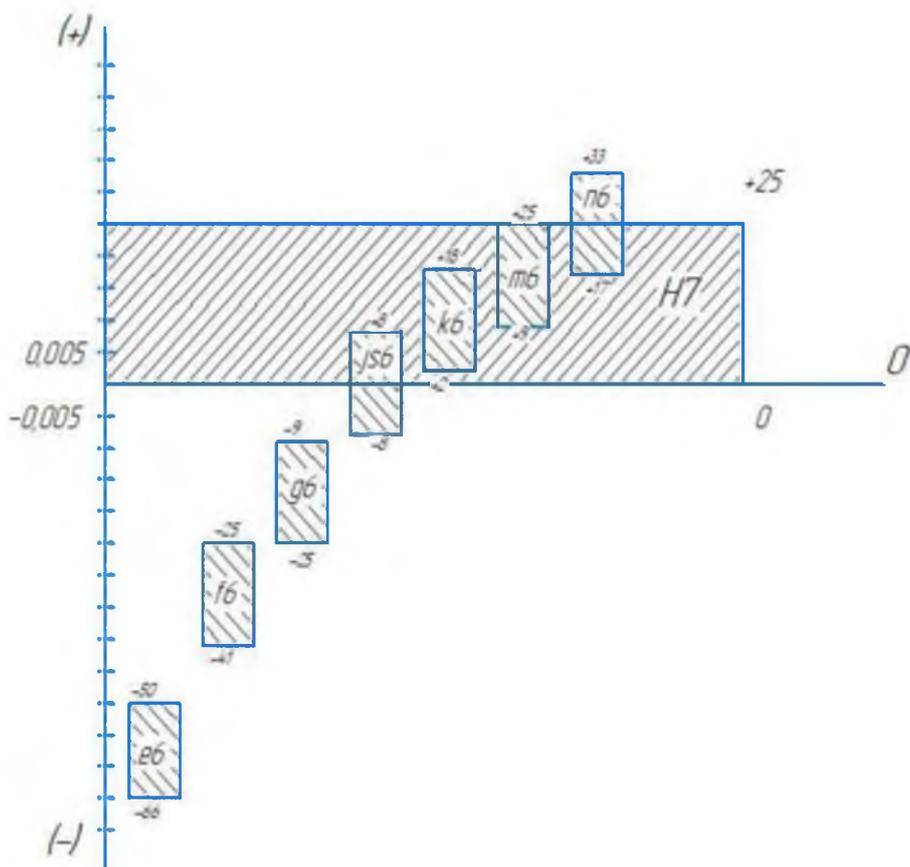
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Пояснительная записка

Лист

Копировал

Формат А4



Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № докум.
Подп. и дата	Подп. и дата
Изм.	Лист
№ докум.	Подп.
Дата	Дата

Рисунок 2 - Схема расположения полей допусков в системе отверстия

Пояснительная записка

Лист

Копировал

Формат А4

Контрольные вопросы

1 Определите, при каком поле допуска вала из ряда q6, h6, n6, s6 можно получить наибольший гарантируемый зазор в посадке?

2 Определите, какое поле допуска расположено симметрично относительно нулевой линии?

3 Определите, при каком поле допуска вала номинальный зазор в посадке равен нулю?

4 Определите, при какой из переходных посадок $\frac{H7}{K6}$ и $\frac{H7}{M6}$ может образоваться натяг? (наибольший, наименьший)

5 Определите, какое поле допуска вала с отверстием H7 образует:

а) наибольший и наименьший натяг;

б) наибольший и наименьший зазор?

Задание 2. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений

Для заданных по варианту (см. таблицы 3 и 4) посадок по формулам (1) – (4) определить предельные размеры, по формулам (11) – (19) допуски на изготовления отверстия и вала, предельные зазоры и натяги в соединении, допуск посадки.

Построить в масштабе схему расположения полей допусков с указанием на ней всех рассчитанных величин. Произвести расчёт соединений, как в «системе отверстия», так и в «системе вала».

Ответить на контрольные вопросы. Необходимые расчёты и построения схем выполнить в соответствии с таблицей 5 отчёта о выполнении задания 2. Отчет должен содержать две таблицы: отдельно для системы вала и системы отверстия.

Таблица 3 – Номинальные размеры и посадки гладких цилиндрических соединений в системе вала

№ столбца № строки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	$30 \frac{N7}{h6}$	$25 \frac{N7}{h6}$	$80 \frac{K7}{h6}$	$61 \frac{P7}{h6}$	$52 \frac{G7}{h6}$	$10 \frac{Is7}{h6}$	$40 \frac{F7}{h6}$	$60 \frac{R7}{h6}$	$15 \frac{s7}{h6}$	$10 \frac{G7}{h7}$
1	$40 \frac{H5}{h4}$	$35 \frac{H5}{h4}$	$90 \frac{Is7}{h6}$	$16 \frac{H7}{h6}$	$62 \frac{G5}{h5}$	$16 \frac{Is5}{h4}$	$50 \frac{G5}{h4}$	$71 \frac{P7}{h6}$	$23 \frac{Is7}{h6}$	$24 \frac{D8}{h8}$
2	$50 \frac{Js5}{h4}$	$45 \frac{P7}{h6}$	$110 \frac{R7}{h6}$	$26 \frac{F8}{h6}$	$72 \frac{G6}{h5}$	$26 \frac{Is6}{h5}$	$60 \frac{H5}{h4}$	$81 \frac{P6}{h5}$	$43 \frac{Is5}{h4}$	$34 \frac{F3}{h6}$
3	$60 \frac{Is8}{h7}$	$55 \frac{K8}{h7}$	$86 \frac{N7}{h5}$	$36 \frac{H8}{h7}$	$82 \frac{F8}{h6}$	$76 \frac{K7}{h6}$	$70 \frac{F8}{h6}$	$92 \frac{R7}{h6}$	$48 \frac{M7}{h6}$	$44 \frac{H3}{h7}$

Таблица 4 – Номинальные размеры и посадки гладких цилиндрических соединений в системе отверстия

№ столбца № строки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	$30 \frac{H7}{q6}$	$25 \frac{H7}{h6}$	$80 \frac{H7}{s6}$	$6 \frac{H7}{h6}$	$52 \frac{H7}{z6}$	$10 \frac{H7}{q6}$	$40 \frac{H7}{m6}$	$60 \frac{H7}{h6}$	$15 \frac{H7}{z6}$	$10 \frac{H7}{m6}$
1	$40 \frac{H6}{q5}$	$35 \frac{H5}{q4}$	$90 \frac{H6}{f6}$	$16 \frac{H6}{f6}$	$62 \frac{H7}{p6}$	$16 \frac{H7}{h6}$	$50 \frac{H5}{is4}$	$71 \frac{H8}{d9}$	$23 \frac{H6}{p5}$	$24 \frac{H7}{n6}$
2	$50 \frac{H7}{f7}$	$45 \frac{H7}{h7}$	$11 \frac{H6}{p5}$	$26 \frac{H7}{e8}$	$72 \frac{H7}{r6}$	$26 \frac{H7}{e8}$	$60 \frac{H5}{k4}$	$81 \frac{H8}{e9}$	$43 \frac{H8}{u8}$	$34 \frac{H7}{is6}$

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3	$60 \frac{H7}{f7}$	$55 \frac{H7}{e8}$	$12 \frac{H6}{r5}$	$36 \frac{H8}{d9}$	$82 \frac{H7}{s6}$	$7 \frac{H8}{d9}$	$70 \frac{H5}{m4}$	$9 \frac{H11}{d11}$	$48 \frac{H8}{s7}$	$44 \frac{H8}{m7}$

Таблица 5 – Бланк отчета о выполнении задания 2

№ п/п	Наименование параметров	Обозначение	Расчет и значение параметров, мм.
2	Квалитет точности размеров а) вала б) отверстия		
3	Номинальный размер отверстия и вала		
4	Верхнее отклонение отверстия		
5	Нижнее отклонение отверстия		
6	Наибольший предельный размер отверстия		
7	Наименьший предельный размер отверстия		
8	Допуск отверстия		
9	Верхнее отклонение вала		
10	Нижнее отклонение вала		
11	Наибольший предельный размер вала		
12	Наименьший предельный размер вала		
13	Допуск вала		
14	Наибольший зазор (S_{max}) (натяг N_{max}) по предельным размерам		
15	Наибольший зазор (S_{max}) (натяг N_{max}) по предельным отклонениям		
16	Наименьший зазор (S_{min}) (натяг N_{min}) по предельным размерам		
17	Наименьший зазор (S_{min}) (натяг N_{min}) по предельным отклонениям		
18	Допуск зазора TS (натяга TN) по предельным размерам		
19	Допуск зазора TS (натяга TN) по допускам на изготовление		
20	Средний зазор S_m (натяг N_m)		
21	Допуск посадки		

Пример расчета и оформления задания 2 Система вала

ДЖПНДЕ ВОНЧ/ДШПНЗКОУ

Задание 2. Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений.

Таблица 1 - Бланк отчета по "системе вала" $\phi 40_{H5/h4}$.

№	Наименование параметров	Обозначение	Расчет и значения параметров, мм.
1	Квалитет точности а) вала б) отверстия	IT	а) IT=4 б) IT=5
2	Номинальный размер отверстия и вала	$D=d$	40
3	Верхнее отклонение отверстия	ES	$E+TD=0+0.011=0.011$
4	Нижнее отклонение отверстия	EI	0
5	Наибольший предельный размер отверстия	D_{max}	$D+ES=40+0.011=40.011$
6	Наименьший предельный размер отверстия	D_{min}	$D+EI=40$
7	Допуск отверстия	TD	$D_{max}-D_{min}=40.011-40=0.011$
8	Верхнее отклонение вала	es	0
9	Нижнее отклонение вала	ei	$es-Td=0-0.007=-0.007$
10	Наибольший предельный размер вала	d_{max}	$d+es=40+0=40$
11	Наименьший предельный размер вала	d_{min}	$d+ei=40-0.007=39.993$
12	Допуск вала	Td	$d_{max}-d_{min}=40-39.993=0.007$
13	Наибольший зазор по предельным размерам	S_{max}	$D_{max}-d_{min}=40.011-39.993=0.018$
14	Наибольший зазор по предельным отклонениям	S_{max}	$ES-ei=0.011+0.007=0.018$
15	Наименьший зазор по предельным размерам	S_{min}	$D_{min}-d_{max}=40-40=0$
16	Наименьший зазор по предельным отклонениям	S_{min}	$EI-es=0-0=0$
17	Допуск зазора по предельным размерам	T_s	$S_{max}-S_{min}=0.018-0=0.018$
18	Допуск зазора по допускам на изготовление	T_s	$Td+TD=0.007+0.011=0.018$
19	Средний зазор	S_m	$(S_{max}-S_{min})/2=(0.018-0)/2=0.009$
20	Допуск посадки	T	$Td+TD=0.007+0.011=0.018$

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Пояснительная записка

Лист

Копировал

Формат А4

Масштаб 1000:1

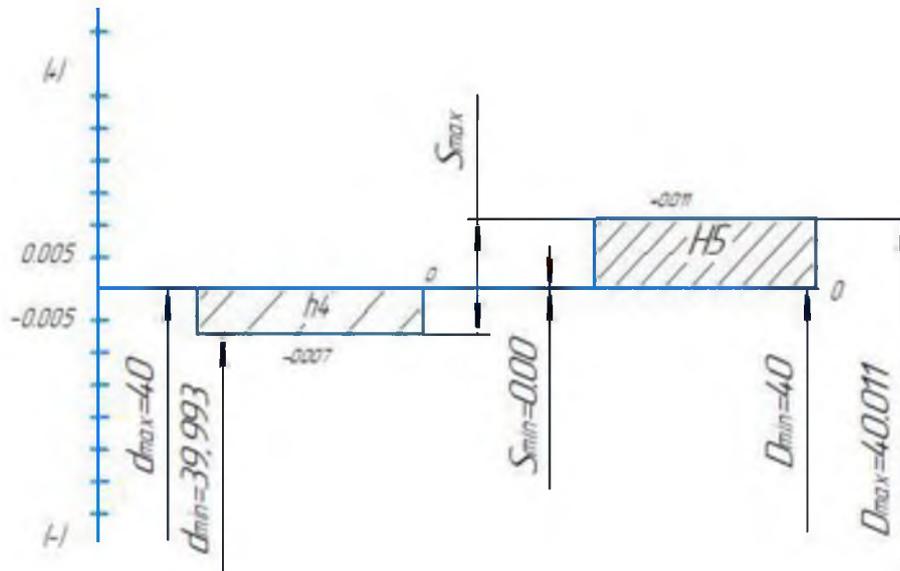


Рисунок 3 – Схема расположения полей допусков в система вала

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инд. №	Инд. № докл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата

Пояснительная записка

Лист

Копировал

Формат А4

Система отверстия

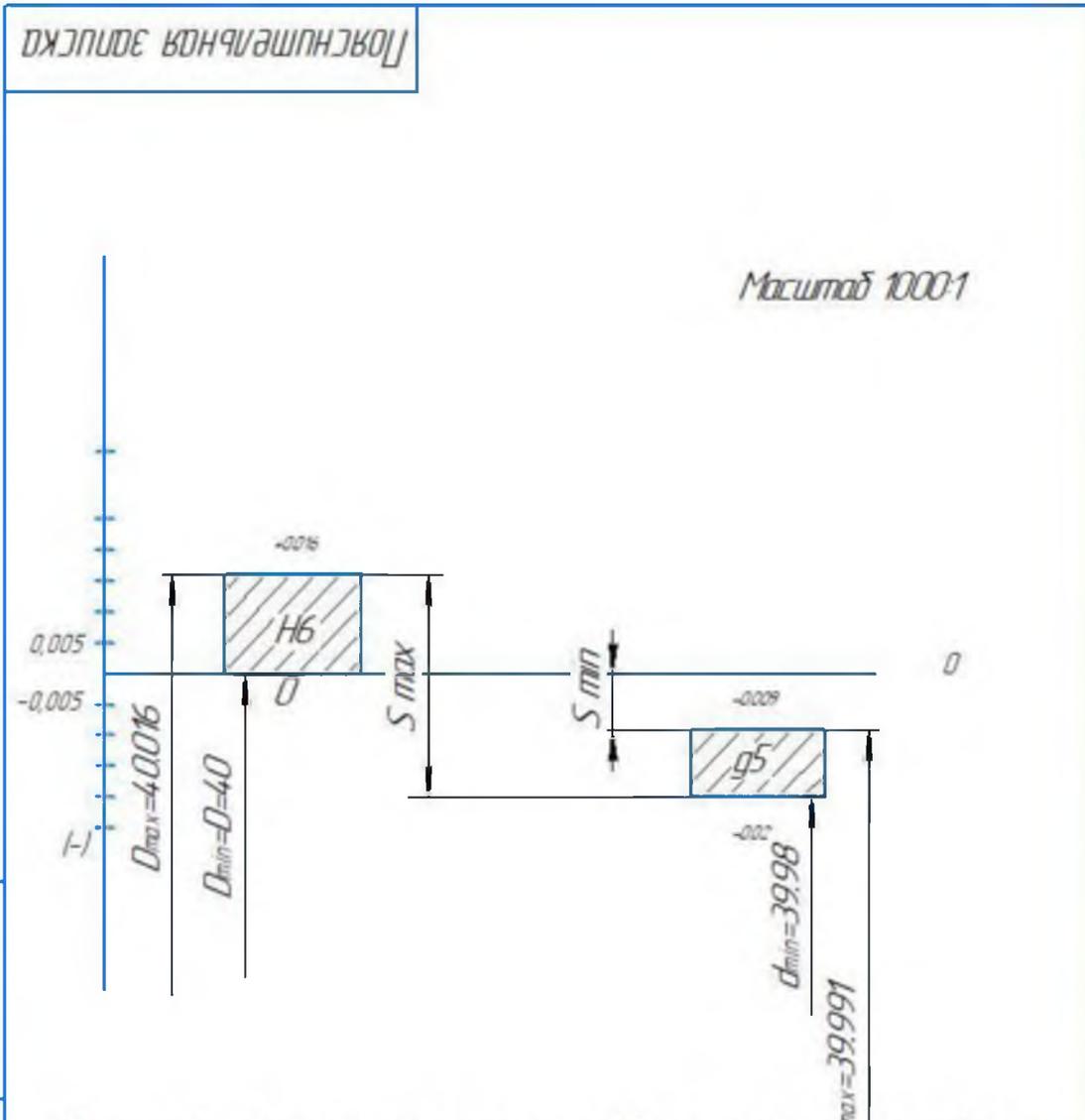


Рисунок 4 – Схема расположения полей допусков в системе отверстия.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата	<h2 style="margin: 0;">Пояснительная записка</h2>			Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата				
Копировал					Формат А4			

ОЖЛПДРЕ ВОНЧУАШПНЗВОУ

Таблица 2- Бланк отчета по "системе отверстия" $\phi 40_{\frac{H6}{f5}}$

№	Наименование параметров	Обозначение	Расчет и значения параметров, мм.
1	Квалитет точности а) вала б) отверстия	IT	а) IT=5 б) IT=6
2	Номинальный размер отверстия и вала	D=d	40
3	Верхнее отклонение отверстия	ES	$EI+TD=0+0.016=0.016$
4	Нижнее отклонение отверстия	EI	0
5	Наибольший предельный размер отверстия	Dmax	$D+ES=40+0.016=40.016$
6	Наименьший предельный размер отверстия	Dmin	$D+EI=40+0=40$
7	Допуск отверстия	TD	$Dmax-Dmin=40.016-40=0.016$
8	Верхнее отклонение вала	es	-0.009
9	Нижнее отклонение вала	ei	$es-Td=-0.009-0.016=-0.02$
10	Наибольший предельный размер вала	dmax	$d+es=40-0.009=39.991$
11	Наименьший предельный размер вала	dmin	$d+ei=40-0.02=39.98$
12	Допуск вала	Td	$dmax-dmin=39.991-39.98=0.011$
13	Наибольший зазор по предельным размерам	Smax	$Dmax-dmin=40.016-39.98=0.036$
14	Наибольший зазор по предельным отклонениям	Smax	$ES-ei=0.016+0.02=0.036$
15	Наименьший зазор по предельным размерам	Smin	$Dmin-dmax=40-39.991=0.009$
16	Наименьший зазор по предельным отклонениям	Smin	$EI-es=0+0.009=0.009$
17	Допуск зазора по предельным размерам	TS	$Smax-Smin=0.036-0.009=0.027$
18	Допуск зазор по допускам на изготовление	TS	$Td+TD=0.011+0.016=0.027$
19	Средний зазор	Sm	$(Smax-Smin)/2=(0.036-0.009)/2=0.0145$
20	Допуск зазор	TS	$Td+TD=0.011+0.016=0.027$

Имя, № подл.

Взам. инв. №

Имя, № подл.

Имя, № подл.

Имя, № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Пояснительная записка

Лист

Копировал

Формат А4

Контрольные вопросы

1. Опишите разновидности соединений.
2. Дайте определение номинальному, действительному и предельным размерам.
3. Поясните, как определяются предельные размеры детали?
4. Дайте определение термину «натяг».
5. Поясните, как определяются предельные зазоры и натяги в соединениях?
6. Дайте определение термину «допуск посадки».
7. Поясните, к какой системе соединений относится соединение, в котором отверстие выполнено по посадке H7?
8. Дайте определение термину «допуск на размер».
9. Поясните, какие отклонения называют предельными и как их обозначают на рабочих чертежах?
10. Дайте определение термину «посадка соединения».
11. Опишите три вида посадок, применяемых в машиностроении.

Задание 3. Допуски и посадки подшипников качения

Радиальный шарикоподшипник заданного класса точности с внутренним диаметром d_{cp} и наружным диаметром D_{cp} посажен соответственно на вал и в отверстие корпуса в соответствии с указанным в таблице 6 посадками. Определить предельные зазоры и натяги в соединениях колец подшипника с валом и отверстием в корпусе.

Вычертить узел выходного конца вала цилиндрического редуктора (см. рисунок 9). На чертеже задать посадки подшипников на вал и корпус. Вычертить схемы расположения полей допусков отверстия корпуса редуктора наружного размера внешнего кольца подшипника и, соответственно, полей допусков вала и размера внутреннего кольца подшипника.

Оформление результатов выполнения задания выполнить в соответствии с таблицей 7. Отчет должен содержать две таблицы: отдельно для наружного диаметра внешнего кольца и внутреннего диаметра внутреннего кольца подшипника. Необходимые справочные данные по допускам и отклонениям подшипников в зависимости от класса точности приведены в приложении А. Ответить письменно, на контрольные вопросы.

Таблица 6 – Номинальные размеры, классы точности и посадки подшипников качения

Вариант	Класс точности	Номинальные размеры подшипника	Посадки		
		Диаметр внутреннего кольца, мм	Диаметр наружного кольца, мм	Вала под внутреннее кольцо подшипника	Отверстия под наружное кольцо подшипника
1	2	3	4	5	6
00	P0	12	37	n6	H7
01	P6	25	62	n6	H7
02	P5	30	72	q5	K7
03	P4	45	100	k6	H6
04	P6	60	130	p6	M7
05	P0	20	52	s6	F8
06	P6	17	47	q6	K7
07	P5	40	90	m5	P7
08	P4	65	140	p5	K6
09	P0	75	160	f6	H7

Продолжение таблицы 6

1	2	3	4	5	6
10	P6	12	37	f6	K7
11	P5	25	62	m5	K6
12	P4	30	72	k5	Is6
13	P6	45	100	h6	M7
14	P0	60	130	is6	H7
15	P6	20	52	q6	P7
16	P5	17	47	is5	K6
17	P4	40	90	h5	M6
18	P0	65	140	m6	Is7
19	P6	75	160	h6	H8
20	P0	65	140	k6	G7
21	6	12	37	m6	H8
22	0	25	62	k6	H7
23	5	30	72	k5	Is6
24	4	45	100	n5	H6
25	6	60	130	n6	M7
26	0	20	52	m6	P7
27	6	17	47	k6	H7
28	5	40	90	is5	K6
29	4	65	140	h5	M6
30	0	75	160	m6	H8
31	6	12	37	k6	G7
32	5	25	62	m5	H6
33	4	30	72	k5	Is6
34	6	45	100	is6	H7
35	0	60	130	h6	P7
36	6	20	52	f6	K7
37	5	17	47	is5	K6
38	4	40	90	h5	M6
39	0	65	140	k6	G7
40	6	75	160	h6	H8

Таблица 7 – Бланк отчета о выполнении задания 3

№ п/п	Наименование параметров	Обозначение	Расчет и значение параметров в мм
1	2	3	4
1	Класс точности подшипника		

Продолжение таблицы 7

1	2	3	4
2	Номинальный размер кольца	D_{cp}	
3	Верхнее отклонение кольца	E_s	
4	Нижнее отклонение кольца	E_i	
5	Наибольший предельный размер кольца	$D_{cp.max}$	
6	Наименьший предельный размер кольца	$D_{cp.min}$	
7	Допуск диаметра кольца	TD_{cp}	
8	Поле допуска диаметра корпуса		
9	Номинальный диаметр отверстия	D	
10	Верхнее отклонение отверстия корпуса	ES	
11	Нижнее отклонение отверстия корпуса	EI	
12	Наибольший предельный диаметр отверстия	D_{max}	
13	Наименьший предельный диаметр отверстия	D_{min}	
14	Допуск диаметра отверстия корпуса	TD	
15	Наибольший зазор (натяг)	S_{max}, N_{max}	
16	Наименьший зазор (натяг)	S_{min}, N_{min}	
17	Средний зазор (натяг)	S_m, N_m	
18	Допуски посадки	$T(S), T(N)$	

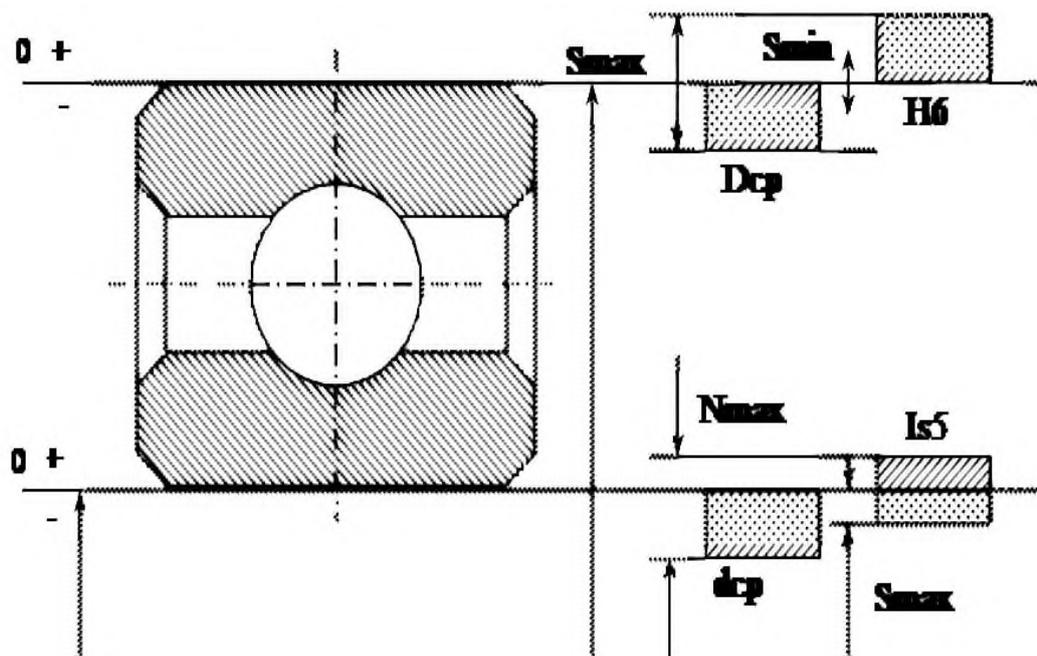


Рисунок 9 – Расположения полей допусков колец подшипника и сопрягаемого с ними вала и отверстия в корпусах

Пример расчета и оформления задания 3 Внутреннее кольцо подшипника

ДЖЭПДРЕ ВОНЧ/АШПНЗВОУ

Задание 3- Допуски и посадки подшипников качения

Диаметр внутреннего кольца – $\phi 12 f6$

Диаметр наружного кольца – $\phi 37 K7$

Таблица 3 – Бланк отчета

№	Наименование параметров	Обозначение	Расчет и значение параметров в мм.
1	Класс точности подшипника	P	6
2	Номинальный размер кольца	d_m	12
3	Верхнее отклонение кольца	ES	0
4	Нижнее отклонение кольца	EI	-0.01
5	Наибольший предельный размер кольца	$d_{m,max}$	$d_m+ES=12+0=12$
6	Наименьший предельный размер кольца	$d_{m,min}$	$d_m+EI=12-0.01=11.99$
7	Допуск диаметра кольца	T_{d_m}	$d_{m,max}-d_{m,min}=12-11.99=0.01$
8	Поле допуска диаметра вала	IT	f6
9	Номинальный диаметр вала	d	12
10	Верхнее отклонение вала	es	-0.016
11	Нижнее отклонение вала	ei	$es-T_d=-0.016-0.011=-0.027$
12	Наибольший предельный диаметр вала	d_{max}	$d+es=12-0.016=11.984$
13	Наименьший предельный диаметр вала	d_{min}	$d+ei=12-0.027=11.973$
14	Допуск вала детали	T_d	$d_{max}-d_{min}=11.984-11.973=0.011$
15	Наибольший зазор	S_{max}	$d_{m,max}-d_{min}=12-11.973=0.027$
16	Наименьший зазор	S_{min}	$d_{m,min}-d_{max}=11.99-11.984=0.006$
17	Средний натяг	S_m	$(S_{max}-S_{min})/2=(0.027-0.006)/2=0.01005$
18	Допуски посадки	T(S)	$S_{max}-S_{min}=0.027-0.006=0.021$

Подп. и дата

Инд. № дубл.

Взам инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Пояснительная записка

Лист

Копировал

Формат А4

Наружное кольцо подшипника

ДЖЛПДБ ВДНЧ/ДШПНЗВОУ

Таблица 6 – Бланк отчета

№	Наименование параметров	Обозначение	Расчет и значение параметров в мм.
1	Класс точности подшипника	<i>P</i>	6
2	Номинальный размер кольца	<i>D_m</i>	37
3	Верхнее отклонение кольца	<i>es</i>	0
4	Нижнее отклонение кольца	<i>ei</i>	-0,009
5	Наибольший предельный размер кольца	<i>D_{m,max}</i>	$D_m + es = 37 + 0 = 37$
6	Наименьший предельный размер кольца	<i>D_{m,min}</i>	$D_m + ei = 37 - 0,009 = 36,991$
7	Допуск диаметра кольца	<i>TD_m</i>	$D_{m,max} - D_{m,min} = 37 - 36,991 = 0,009$
8	Поле допуска диаметра корпуса	<i>IT</i>	K7
9	Номинальный диаметр отверстия	<i>D</i>	37
10	Верхние отклонение отверстия корпуса	<i>ES</i>	-0,002
11	Нижнее отклонение отверстия корпуса	<i>EI</i>	$ES - TD = -0,002 - 0,025 = -0,027$
12	Наибольший предельный диаметр отверстия	<i>D_{max}</i>	$D + ES = 37 - 0,002 = 36,998$
13	Наименьший предельный диаметр отверстия	<i>D_{min}</i>	$D + EI = 37 - 0,027 = 36,973$
14	Допуск диаметра корпуса отверстия	<i>TD</i>	$D_{max} - D_{min} = 36,998 - 36,973 = 0,025$
15	Наибольший натяг	<i>N_{max}</i>	$D_{m,max} - D_{min} = 37 - 36,973 = 0,027$
16	Наибольший зазор	<i>S_{max}</i>	$D_{max} - D_{m,min} = 36,998 - 36,991 = 0,007$
17	Допуски посадки	<i>T</i>	$N_{max} + S_{max} = 0,027 + 0,007 = 0,034$

Изм. № подл. Подп. и дата
 Взят инв. № Инв. № докл. Подп. и дата

Пояснительная записка

Лист

Изм. / лист № докум. Подп. Дата

Копировал

Формат А4

Масштаб 1:1

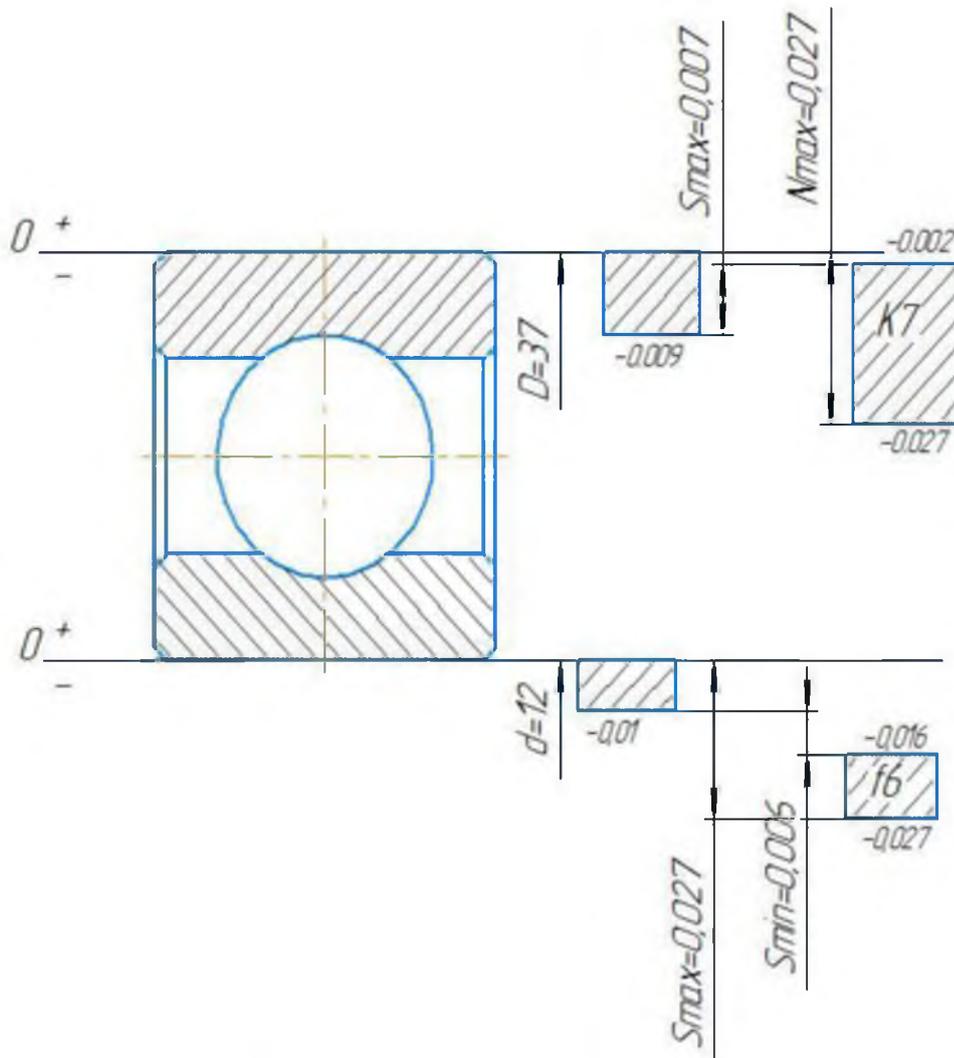


Рисунок 5 – Схема расположение полей допусков колец подшипника и сопрягаемого с ним вала и отверстия в корпусах

И-б № подл.	Подп. и дата
Взам. ин-б №	И-б № докл.
Подп. и дата	Подп. и дата
Изм.	Лист
№ докум.	Подп.
Дата	Дата

Пояснительная записка

Лист

Копиробот

Формат А4

ՕՋՆՍԻԸ ԿՐԻՉՆԱՇՊԻՆՆՅՈՒՄ

Մասշտաբ 2:1

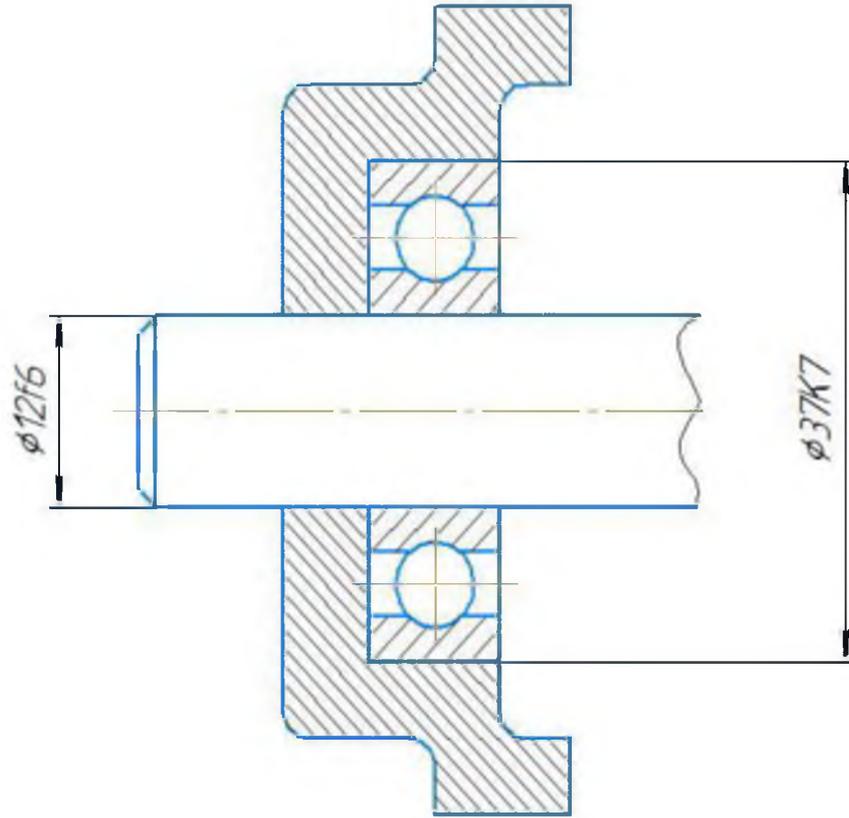


Рисунок 6 – Узел выходного вала цилиндрического редуктора

Инд № подл.	Подп и дата	Взам инд №	Инд № дубл	Подп и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Пояснительная записка

Лист

Копиробол

Формат А4

Контрольные вопросы

- 1 Как определить при проектировании какое из колец подшипника следует сжать неподвижно?
- 2 В какой системе выполняется соединение внешнего кольца подшипника с корпусом?
- 3 В какой системе выполняется соединение внутреннего кольца подшипника с валом?
- 4 Как определить значения параметров посадок подшипников качения?
- 5 Какие бывают классы точности подшипников качения?
- 6 Каких классов точности подшипники наиболее часто применяются в металлургическом оборудовании?
- 7 Как определить допуск на изготовление отверстия (вала) под подшипник качения?

Задание 4. Расчет размерных цепей

По заданным рисунком 10 и вариантом (см. таблицу 8) величинам составляющих размеров в A_1 , A_2 , A_3 , A_4 и A_5 рассчитать действительную величину замыкающего размера $A_0(A_6)$ и сделать заключение, о том, обеспечивает ли замыкающее звено $A_0(A_6)$ в сборке редуктора зазор $0,1 \dots 0,3$ мм или нет.

Выполнить эскиз и схему плоской размерной цепи с указанием величин составляющих размеров. Эскиз узла редуктора выполняется с учетом масштаба по действительным размерам. Схемы размерных цепей выполняются в трех вариантах: для номинальных размеров звеньев, для A_{0max} и для A_{0min} . Схемы размерных цепей выполняются без учета размеров.

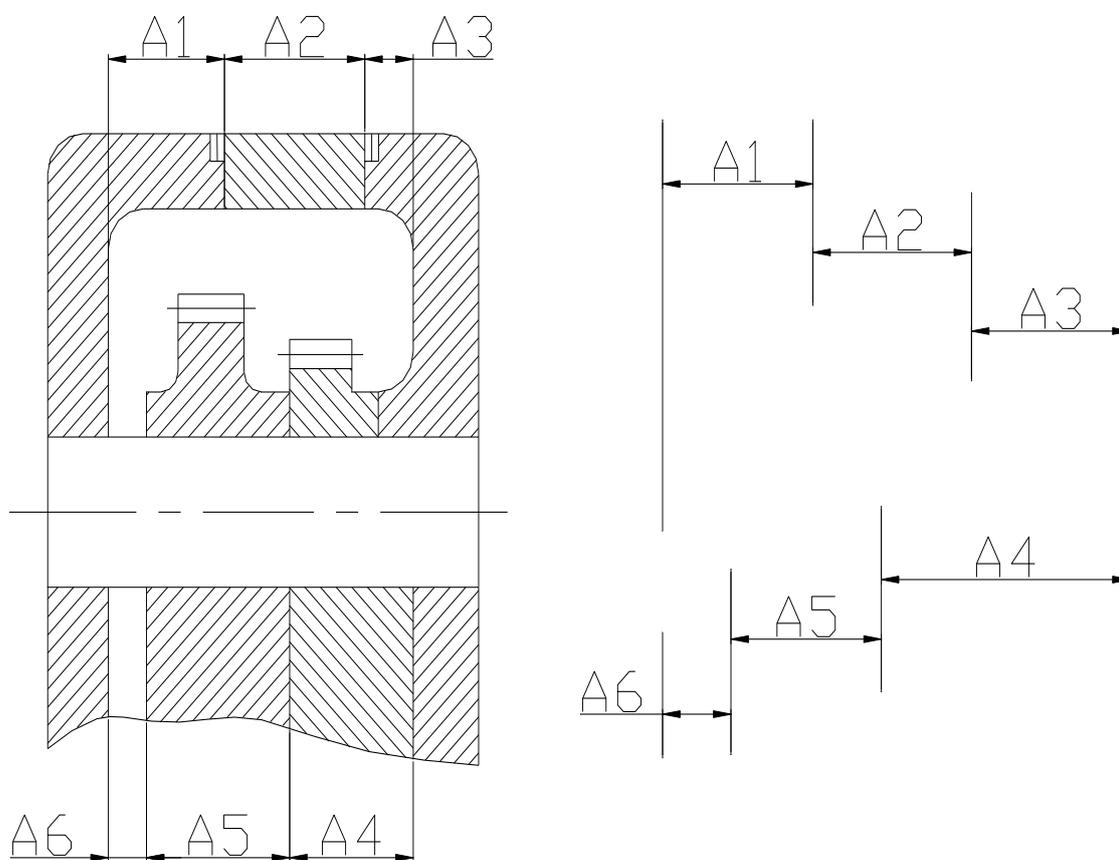


Рисунок 10 – Конструктивная схема узла редуктора с указанием плоской размерной цепи

Расчёт размерной цепи выполнить и оформить в соответствии с таблицей 9 отчёта о выполнении задания 4. Ответить письменно на контрольные вопросы.

Таблица 8 – Размеры составляющих звеньев размерной цепи

Вариант	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅
1	2	3	4	5	6
00	20H9	40H7	30H8	30e8	60h9
01	25H8	35H7	40H9	60h8	40h7
02	35H8	20H9	25H7	35h9	45e8
03	30H7	25H8	40H9	50f7	45h8
04	20H8	30H9	45H11	35e8	60h9
05	30H11	45H11	37H9	30h9	55h8
06	32H8	37H9	50H7	28h7	50d9
07	24H9	50H7	48H9	30h8	60h9
08	30H8	48H9	26H8	20h7	60h8
09	20H9	26H9	60H7	28e8	70h7
10	200H9	55H6	460H9	515h7	200e8
11	15H9	20H7	30H8	15e8	50h9
12	6H8	32H7	10H9	30h8	18k7
13	10H8	53H9	12H7	40h9	35e8
14	15H7	70H8	20H9	55f7	50h8
15	20H8	100H9	135H11	50e8	200h9
16	30H11	140H8	50H9	80h9	140h8
17	40H8	200H7	60H7	140h7	160d9
18	60H9	260H8	90H9	100h7	310h9
19	6H8	15H7	18H8	15h7	24h8
20	9H9	25H9	20H7	14e8	30h7
21	14H9	45H7	55H8	44e8	70h9
22	18H8	85H7	75H9	78h8	100k7
23	20H8	125H9	100H7	45h9	200e8
24	32H7	160H8	120H9	112f7	200h8
25	55H8	200H9	125H11	80e8	300h9
26	200H11	55H8	15H9	70h8	200h8
27	50H8	15H7	18H7	50h7	34d9
28	70H9	9H8	25H9	40h8	68d9
29	100H8	10H7	36H8	100h7	40h8
30	140H9	14H9	45H7	150e8	40h7
31	210H9	16H7	85H8	250e8	63h9
32	280H8	20H7	125H9	300h8	125e7
33	360H8	32H9	160H7	425h9	110e8
34	460H7	55H8	200H9	600f7	115h8
35	18H8	15H9	6H11	20e8	19h9

Продолжение таблицы 8

1	2	3	4	5	6
36	25H11	20H8	9H9	30h9	24h8
37	30H8	40H7	10H7	20h7	60h9
38	55H9	45H8	14H9	54h8	60h8
39	75H8	85H7	18H8	78h7	100d9
40	100H9	125H9	20H7	145e8	100h7

Таблица 9 – Бланк отчета о выполнении задания 4

№ п/п	Наименование параметров	Обозначение	Расчет и Значение параметров в мм
1	Уравнение размерной цепи	A_o	
2	Схема размерной цепи	рис	
3	Увеличивающие звенья	A_1, A_2, A_3	
4	Уменьшающие звенья	A_4, A_5	
5	Сумма размеров увеличивающих звеньев	$\sum_{i=A}^n A_{iyb}$	
6	Сумма размеров уменьшаемых звеньев	$\sum_{i=n}^n A_{iyn}$	
7	Номинальный размер замыкающего звена	A_o	
отклонение звеньев			
8	Отклонение верхнее $ESA_1=; ESA_2=; ESA_3=; ESA_4=; ESA_5=$		
9	Отклонение нижнее $ESA_1=; ESA_2=; ESA_3=; ESA_4=; ESA_5=$		
10	Сумма верхних отклонений звеньев увеличивающих	$\sum_{i=1}^p ESA_{iyb}$	
11	Сумма верхних отклонений звеньев уменьшающих	$\sum_{i=1}^p ESA_{iym}$	
12	Сумма нижних отклонений звеньев увеличивающих	$\sum_{i=1}^n EIA_{iyb}$	
13	Сумма нижних отклонений звеньев уменьшающих	$\sum_{i=1}^n EIA_{iym}$	
допуск замыкающего звена			
14	По предельным отклонениям	$TA_o=$	
15	По предельным размерам	$TA_o=$	
16	Наибольший размер замыкающего звена	$A_{o_{max}}$	
17	Наименьший размер замыкающего звена	$A_{o_{min}}$	
18	Допуск зазора замыкающего звена	$TS (A_o)$	
19	Вывод		

Пример расчета и оформления задания 4

ОХЛПДРЕ ВОНЧ/АШПНЗВО]]

Задание 4 – Расчет размерных цепей.

Таблица 7 – Бланк отчета

№	Наименование параметров	Обозначение	Расчет и значение параметров, мм.
1	Уравнение размерной цепи	A_1	$(A_1+A_2+A_3)-(A_4+A_5)$
2	Схема размерной цепи	рис.9	
3	Увеличивающие звенья	A_1, A_2, A_3	30H11, 45H11, 37H9
4	Уменьшающие звенья	A_4, A_5	30h9, 55h8
5	Сумма размеров увеличивающих звеньев	ΣA_{iyb}	$30+45+37=112$
6	Сумма размеров уменьшаемых звеньев	ΣA_{iyM}	$30+55=85$
7	Номинальный размер замыкающего звена	A_0	$A_0=(A_1+A_2+A_3)-(A_4+A_5)=112-85=27$
отклонения звеньев			
8	Отклонение верхнее	$ESA1$	$ESA1=0.013$
		$ESA2$	$ESA2=0.016$
		$ESA3$	$ESA3=0.062$
		$esA4$	$ESA4=0$
		$esA5$	$ESA5=0$
9	Отклонение нижнее	$EIA1$	$EIA1=0$
		$EIA2$	$EIA2=0$
		$EIA3$	$EIA3=0$
		$eiA4$	$EIA4=-0.052$
		$eiA5$	$EIA5=-0.046$
10	Сумма верхних отклонений звеньев увеличивающих	$\Sigma ESAiyb$	$0.013+0.016+0.062=0.091$
11	Сумма верхних отклонений звеньев уменьшающих	$\Sigma esAiyM$	$0+0=0$
12	Сумма нижних отклонений звеньев увеличивающих	$\Sigma EIAiyb$	$0+0+0=0$
13	Сумма нижних отклонений звеньев уменьшающих	$\Sigma eiAiyM$	$-0.052-0.046=-0.098$
14	По предельным отклонениям	TA_0	$TA_0=(\Sigma ESAiyb-\Sigma eiAiyM)=0.091-(-0.098)=0.189$
15	По предельным размерам	TA_0	$TA_0=A_0max-A_0min=0.189-0=0.189$
16	Наибольший размер замыкающего звена	A_0max	$A_0max=\Sigma Aiybmax-\Sigma AiyMmin=0.189$
17	Наименьший размер замыкающего звена	A_0min	$A_0min=\Sigma Aiybmin-\Sigma AiyMmax=0$
18	Допуск зазора замыкающего звена	$TS(A_0)$	$TS(A_0)=TA_0=0.189$
19	Вывод		Звено A_0 установленный зазор не обеспечивает.

Лист и дата

Взам. инв. №

Лист и дата

Лист

Изм. Лист

№ докум. Подп. Дата

Пояснительная записка

Копировал

Формат А4

Пояснительная записка

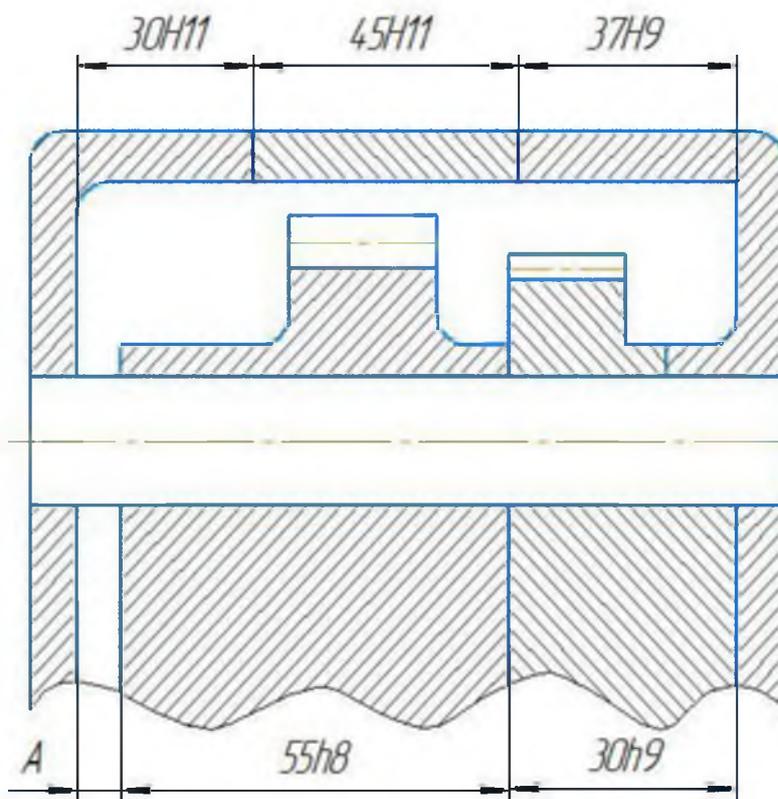


Рисунок 7 – Конструктивная схема узла редуктора с указанием размерной плоской цепи

Инд № подл	Подп и дата	Взам инд №	Инд № дубл	Подп и дата

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата

Пояснительная записка

Лист

Копировал

Формат А4

ՕՃՅՈՍԻԸ ԿՈՆԳՆԱՇՊՈՒՅՑՈՂ

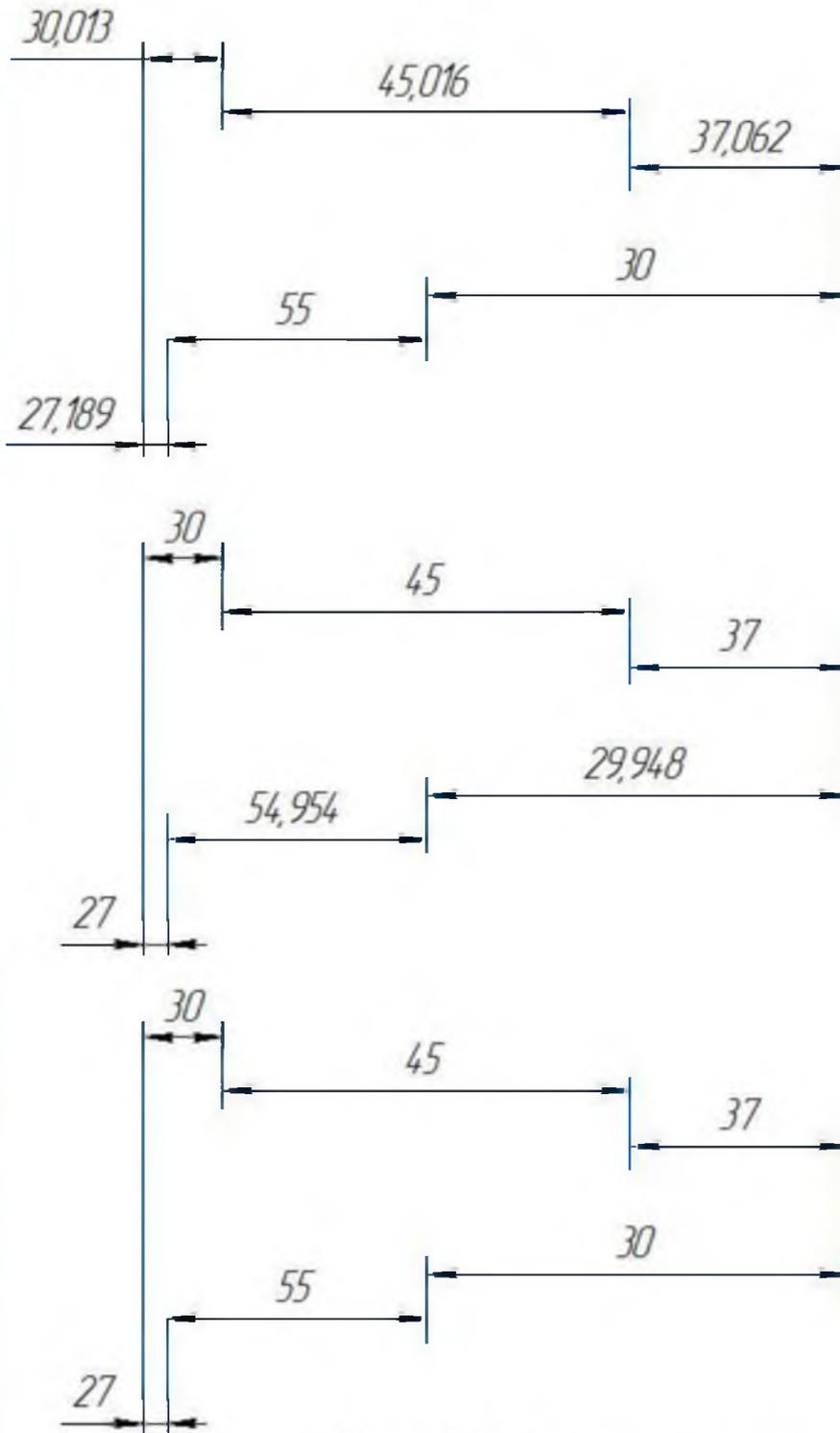


Рисунок 8 – Схема размерной цепи

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инд. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

Пояснительная записка

Лист

Копировал

Формат А4

Контрольные вопросы

- 1 Что называют размерной цепью, для решения каких задач используют расчёты размерных цепей?
- 2 Что называют звеном размерной цепи? Их обозначения и виды.
- 3 Приведите квалификацию и дайте характеристику отдельных видов размерных цепей.
- 4 Какие две основные задачи встречаются при расчёте размерных цепей? Особенности и области применения этих задач.
- 5 Напишите основное уравнение размерной цепи. На каком принципе оно основано?
- 6 Рассмотрите порядок составления схемы размерной цепи.
- 7 Какое расположение полей допусков рекомендуется для составляющих увеличивающих и уменьшающих звеньев?
- 8 Какими способами можно повысить точность замыкающего размера, не завышая стоимость изготовления изделия?

Список рекомендуемой литературы

- 1 Жиркин Ю.В. Надёжность металлургических машин. Ч.1: Основы теории надёжности. Учеб. пособие. - Магнитогорск: МГМИ, 2002. – 52с.
- 2 А.Г. Борисов, А.С. Сигов и др. Метрология, стандартизация и сертификация: учебник – М.: ФОРУМ: ИНФРА М, 2007. - 336 с.
- 3 Г.М. Ганевский, И.И. Гольдин. Допуски посадки и технические измерения в машиностроении. – М.: ПрофОбрИздат., 2002. – 288 с.
- 4 Козловский Н.С. Виноградов А.Н. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения. – М: Машиностроение, 1982. – 284 с.
- 5 Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Высшая школа, 2002. – 510 с.
- 6 Сергеев А.Г., Крохин В.В. Метрология. – М.: Логос, 2001. – 408 с.
- 7 Тартаковский Д.Ф., Ястребов А.С. Метрология, стандартизация и механические средства измерения. – М.: Высшая школа, 2001. – 205 с.
- 8 Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с.

Приложение А
Таблицы справочных данных

Таблица А1 – Единицы допуска для размеров до 500 мм

Основные интервалы размеров	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
D _m , мм	1,73	4,24	7,75	13,4	23,2	38,7	63,2
I, мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86

Основные интервалы размеров	Св.80 до 120	Св.120 до 180	Св.180 до 250	Св.250 до 315	Св.315 до 400	Св.400 до 500
D _m , мм	97,8	147	212	281	355	447
I, мкм	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Таблица А2 – Допуски для размеров до 500 мм

Интервал размеров, мм	Значение допуска для качества, мкм								
	5	6	7	8	9	10	11	12	13
До 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180
≥ 6 ≥ 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220
≥ 10 ≥ 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270
≥ 18 ≥ 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330
≥ 30 ≥ 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390
≥ 50 ≥ 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460
≥ 80 ≥ 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540
≥ 120 ≥ 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630
≥ 180 ≥ 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720
≥ 250 ≥ 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810
≥ 315 ≥ 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890
≥ 400 ≥ 500	27	40	63	97	155	250	400	630	970

Таблица А3 – Основные отклонения валов и отверстий, мкм, для размеров до 500 мм

Интервал размеров, мм	<i>Верхнее отклонение вала – es/ нижнее отклонение отверстия + EI</i>						<i>Верхнее отклонение вала + ei/ нижнее отклонение отверстия - ES</i>									
	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js</i>	<i>k</i>		<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>
	Все качества						От 4 До 7	До 3 Св.7	Все качества							
До 3	20	14	6	2	0	Предельные отклонения =±IT/2	0	0	2	4	6	10	14	-	18	-
Св. 3 до 6	30	20	10	4	0		1	0	4	8	12	15	19	-	23	-
≥ 6 ≥ 10	40	25	13	5	0		1	0	6	10	15	19	23	-	28	-
Св. 10 до 14	50	32	16	6	0		1	0	7	12	18	23	28	-	33	-
≥ 14 ≥ 18	50	32	16	6	0		1	0	7	12	18	23	28	-	33	39
Св. 18 до 24	60	40	20	7	0		2	0	8	15	22	28	35	-	41	47
≥ 24 ≥ 30	60	40	20	7	0		2	0	8	15	22	28	35	41	48	55
Св. 30 до 40	80	50	25	9	0		2	0	9	17	26	34	43	48	60	68
≥ 40 ≥ 50	80	50	25	9	0		2	0	9	17	26	34	43	54	70	81
Св. 50 до 65	100	60	30	10	0		2	0	11	20	32	41	53	66	87	102
≥ 65 ≥ 80	100	60	30	10	0		2	0	11	20	32	43	59	75	102	120
Св. 80 до 100	120	2	36	12	0		3	0	13	23	37	51	71	91	124	146
≥ 100 ≥ 120	120	72	36	12	0		3	0	13	23	37	54	79	104	144	172

Таблица А3 – Основные отклонения валов и отверстий, мкм, для размеров до 500 мм

Интервал размеров, мм	<i>Верхнее отклонение вала – es/ нижнее отклонение отверстия + EI</i>						<i>Верхнее отклонение вала + ei/ нижнее отклонение отверстия - ES</i>										
	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js</i>	<i>k</i>		<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	
	Все качества						От 4 До 7	До 3 Св.7	Все качества								
Св. 120 до 140	145	85	43	14	0	Предельные отклонения =±IT/2	3	0	15	27	43	63	92	122	170	202	
≥140 до 160	145	85	43	14	0		3	0	15	27	43	65	100	134	190	228	
≥ 160 ≥ 180	145	85	43	14	0		3	0	15	27	43	68	108	146	210	252	
Св. 180 до 200	170	100	50	15	0		4	0	17	31	50	77	122	166	236	284	
≥ 200 ≥ 225	170	100	50	15	0		4	0	17	31	50	80	130	180	258	310	
≥ 225 ≥ 250	170	100	50	15	0		4	0	17	31	50	84	140	196	284	340	
Св. 250 до 280	190	110	56	17	0		4	0	20	34	56	94	158	218	315	385	
≥ 280 ≥ 315	190	110	56	17	0		4	0	20	34	56	98	170	240	350	425	
Св. 315 до 355	210	125	62	18	0		4	0	21	37	62	108	190	268	390	475	
≥ 355 ≥ 400	210	125	62	18	0		4	0	21	37	62	114	208	294	435	530	
Св. 400 до 450	230	135	68	20	0		5	0	23	40	68	126	232	330	490	595	
≥ 450 ≥ 500	230	135	68	20	0		5	0	23	40	68	132	252	360	540	660	

Таблица А4 – Подшипники качения радиальные и радиально-упорные. Верхнее и нижнее отклонения, мкм

Кольцо подшипника	Обозначение размера	Отклонение и его знак	Номинальный диаметр отверстия d и номинальный наружный диаметр подшипника D, мм				
			Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 180
Класс точности подшипника P0 или 0							
Внутреннее	d _m	EI "–"	12	15	20	25	25
		ES = 0	0	0	0	0	0
Наружное	D _m	ei "–"	11	13	15	18	25
		Es = 0	0	0	0	0	0
Класс точности подшипника P6 или 6							
Внутреннее	d _m	EI "–"	10	12	15	18	18
		ES = 0	0	0	0	0	0
Наружное	D _m	ei "–"	9	11	13	15	18
		Es = 0	0	0	0	0	0
Класс точности подшипника P5 или 5							
Внутреннее	d _m	EI "–"	8	9	10	13	13
		ES = 0	0	0	0	0	0
Наружное	D _m	ei "–"	7	9	10	11	13
		Es = 0	0	0	0	0	0
Класс точности подшипника P4 или 4							
Внутреннее	d _m	EI "–"	6	7	8	10	10
		ES = 0	0	0	0	0	0
Наружное	D _m	ei "–"	6	7	8	9	10
		Es = 0	0	0	0	0	0
Класс точности подшипника P2 или 2							
Внутреннее	d _m	EI "–"	2,5	4	5	7	7
		ES = 0	0	0	0	0	0
Наружное	D _m	ei "–"	4	4	5	5	7
		Es = 0	0	0	0	0	0

СТЕПЬКО ТАТЬЯНА ВЛАДИМИРОВНА

ДОПУСКИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Методические указания

по выполнению домашнего задания / контрольной работы для студентов
направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудования,
всех форм обучения

Подписано в печать 26.12.2023 г.		
Формат 60x90 $\frac{1}{16}$ Рег. № 270	Печать цифровая Тираж 10 экз.	Уч.-изд.л. 3,5

ФГАОУ ВО

Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС»

Новотроицкий филиал

462359, Оренбургская обл., г. Новотроицк, ул. Фрунзе, 8.

E-mail: nf@misis.ru

Контактный тел. 8 (3537) 679729.