

Н.Н. Зябрева, Л.А. Лобанова, В.Н. Плуталов

687 1614979
3-995 Зябрева Н.Н.
серия к выч. расч.
граф. работы по
сеч.

1614979

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

18.10.04	31487			
14.05.05	30650			

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

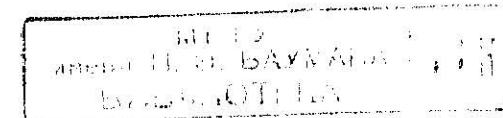
к выполнению расчетно-графических работ по МВС

Часть I

Под редакцией Н.Т. Полярус



Москва
Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
2002



Рецензент Б.Н.Кузнецов

399 Зябрева Н.Н., Лобанова Л.А., Плуталов В.Н. Методические указания к выполнению расчетно-графических работ по МВС.

Ч.1/Под ред. Н.Т.Полярус. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. - 48 с., ил.

Методические указания содержат практические методики расчета и выбора посадок системы ИСО, типовую методику выбора посадок подшипников качения, практические примеры расчета и выбора посадок и качитетов и предназначены для использования при выполнении расчетно-графических работ по дисциплине "Метрология, взаимозаменяемость, стандартизация". В приложении даны необходимые для выполнения домашнего задания таблицы допусков и отклонения из международного стандарта ИСО.

Для студентов 2-го и 3-го курса всех машиностроительных специальностей.

Ил. II. Табл. 22. Библиогр. II назв. I

ББК 30ц

© МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящие методические указания предназначены для студентов 2-го и 3-го курсов, изучающих в целях конструкторской подготовки дисциплину "Метрология, взаимозаменяемость, стандартизация". Они дополняют теоретический курс лекций практическими методиками и примерами, необходимыми при выполнении аудиторных контролируемых самостоятельных работ (КСР) и расчетно-графических работ, выдаваемых студентам в виде внеаудиторных занятий. Теоретический и справочный материал приведен в объеме, достаточном только для выполнения КСР и РГР, рекомендуемых кафедрой МТ-4 по указанной дисциплине, при условии усвоения студентами соответствующих разделов дисциплин по конспектам лекций, учебникам и учебным пособиям [1-3].

Приведенные в МУ примеры могут служить практической методикой при выполнении заданий.

В первом разделе рассмотрена методика определения предельных отклонений, построения полей допусков по международной системе допусков и посадок ИСО (ГОСТ 25346 - 89).

Во втором разделе дана методика образования посадок и расчета числовых характеристик посадок в соответствии с (ГОСТ 25347 - 89).

В третьем разделе рассмотрена методология выбора посадок и принципиальные рекомендации по применению типовых посадок ИСО в машиностроении.

Четвертый раздел посвящен методике выбора посадок подшипников качения с указанием требований к точности поверхностей, точности расположения поверхностей и шероховатости поверхности на чертежах для деталей, имеющих сопряжения с подшипниками качения.

Методика расчета размерных и функциональных цепей изложена в части второй методических указаний, которая издается отдельной брошюрой (см. МУ ч. II).

При выполнении работ можно пользоваться справочными материалами, приведенными в приложении к МУ, а также справочниками и стандартами, указанными в литературе.

1. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ И ПОСТРОЕНИЯ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ

Все детали машин представляют собой геометрические фигуры, определяемые линейными и угловыми размерами. Ни один из техноло-

гических процессов не обеспечивает постоянства значений одних и тех же размеров в некотором множестве деталей. Действительные размеры будут обладать некоторой дисперсией, оцениваемой диапазоном рассеивания. Диапазон размеров, в котором отклонение размера от расчетного значения не приводит к существенному изменению качества функционирования изделия и не изменяет технологии сборки, считают допустимым для данной цели и ограничивают предельными размерами. Все размеры в этом диапазоне, включая предельные, считаются эквивалентными при замене одной детали на другую. Принято считать, что детали такого множества обладают свойством, которое определено как **взаимозаменяемость**. Следовательно, все размеры, ограниченные предельными, признаются **годными** для функционирования детали в изделии.

Наибольший предельный размер обозначается D_{max} - для отверстий, d_{max} - для валов.

Наименьший предельный размер обозначается D_{min} - для отверстий, d_{min} - для валов.

На чертежах предельные размеры указывают отклонения от номинального размера, например,

$$\phi 50^{+0,050}_{+0,025}; \phi 50^{-0,025}_{-0,064}; \phi 50^{+0,025}; \phi 50^{-0,016}; \phi 50 \pm 0,008.$$

Отклонение, определяющее наибольший предельный размер, называют **верхним отклонением**

$$D_{max} = D + ES \quad \text{— для отверстий,}$$

$$d_{max} = D + es \quad \text{— для валов,}$$

где D - номинальный размер, общий для отверстия и вала; ES - верхнее отклонение отверстия; es - верхнее отклонение вала.

Отклонение, определяющее наименьший предельный размер, называют **нижним отклонением**

$$D_{min} = D + EI,$$

$$d_{min} = D + ei,$$

где EI , ei - соответственно нижние отклонения отверстия и вала.

Отклонение, равное нулю (верхнее или нижнее), на чертеже не указывается.

Номинальные размеры после расчета выбирают из табл. I приложения. Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями называется **допуском**. Допуск обозначается латинской бук-

вой T (от французского *tolerance* - допущение, льгота, допуск), и, следовательно, имеет смысл разрешенного, допускаемого диапазона погрешностей размера. Допуск - это абсолютная величина без знака. Допуски размеров отверстий TD и валов Td определяют по следующим формулам:

$$TD = D_{max} - D_{min} = ES - EI,$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = es - ei.$$

Соотношение между размерами и отклонениями изображают графически на схемах полей допусков.

На рис. I показаны схемы полей допусков отверстия и вала, где отклонения размеров в мм отложены от нулевой линии, соответствующей номинальному диаметру, положительные - вверх, отрицательные - вниз. **Поле допуска** - поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое положением его относительно нулевой линии и допуском.

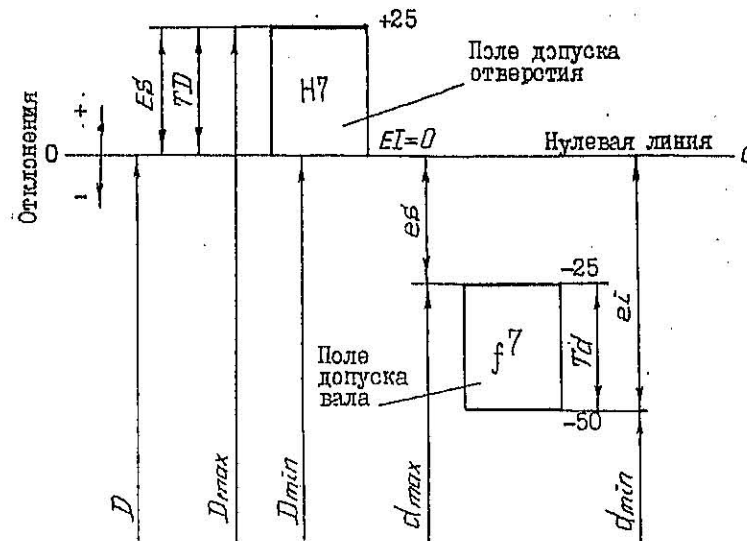


Рис. I

Допуск определяет точность изготовления размера. Диапазон требований к точности размеров деталей чрезвычайно широк.

К в а л и т е т ы. Стандарт ИСО устанавливает 20 квалитетов,

определяющих различные уровни (степени) точности, которые при указании стандартного допуска обозначаются цифрами 01, 0, 1, 2, ..., 18, соответствующими порядковым номерам квалитетов. Значения допусков определены по формулам допусков.

Для квалитетов от 2 до 18 в диапазоне размеров до 500 мм установлена следующая формула стандартного допуска:

$$IT = k \cdot i,$$

где k - коэффициент точности; $i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D$ - единица допуска, которая представляет собой меру допуска, различную для разных интервалов диаметров.

Значения единиц допусков рассчитаны из средних геометрических размеров (мм) границ интервала диаметров и приведены в табл. 2 приложения.

Значения коэффициента точности установлены постоянными для каждого квалитета и приведены в табл. 3 приложения.

Стандартные допуски приведены в табл. 4 приложения.

Основные отклонения. Положение поля допуска относительно нулевой линии определяется основным отклонением. За основное принято ближайшее к нулевой линии отклонение. Основные отклонения вала обозначаются строчными буквами латинского алфавита ($a \dots zc$), основные отклонения отверстия - прописными ($A \dots ZC$).

На рис. 2 показана схема расположения и обозначения основных отклонений. Из схемы видно, что основные отклонения для полей допусков, расположенных выше нулевой линии, - нижние; ei - для валов, EI - для отверстий. Для полей допусков, расположенных ниже нулевой линии, основные отклонения - верхние; es - для валов, ES - для отверстий.

Для полей допусков с основным отклонением, обозначаемым js - для вала и JS - для отверстия, установлено среднее отклонение $em = 0$, $Em = 0$. Предельные отклонения зависят от стандартного допуска соответствующего квалитета и равны $\pm IT/2$.

Числовые значения основных отклонений не зависят от квалитетов и изменяются только в зависимости от номинальных размеров. В стандарте ИСО они рассчитаны по формулам, установленным научными исследованиями, и заданы в виде таблиц. Основные отклонения отверстий определены из основных отклонений вала по следующим правилам.

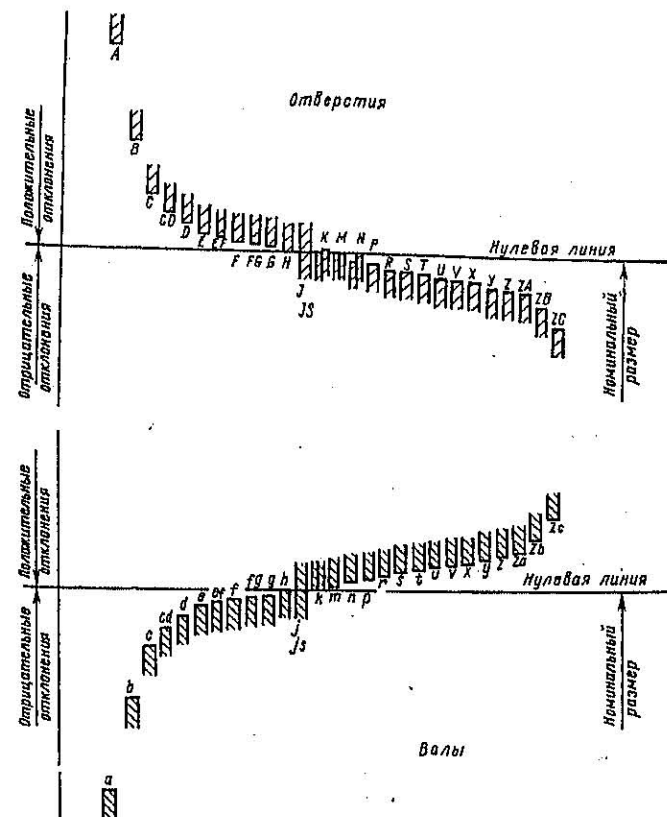


Схема расположения основных отклонений

Рис. 2

1. Нижнее отклонение отверстия численно равно верхнему отклонению вала и имеет обратный знак, т.е. $EI = -es$.

В табл. 5 приложения приведены числовые значения основных отклонений валов от a до h и отверстий от A до H , которые соответствуют верхним отклонениям валов со знаком минус, нижним отклонениям отверстий со знаком плюс.

2. Верхнее отклонение отверстия численно равно нижнему отклонению вала с обратным знаком, т.е. $ES = -ei$. Это общее правило не применяется для расчета:

основных отклонений J, K, M, N до $IT8$ включительно,

основных отклонений от P до ZC до $IT7$ включительно, где следует применять специальное правило:

$$ES = -ei + \Delta, \text{ где } \Delta = IT_n - IT_{n-1} - \text{поправка.}$$

П о л я д о п у с к о в. Поле допуска обозначается указанием буквы (или двух букв) основного отклонения и порядковым номером качества. Например, $H7, h6, js6, f6, F8$.

Рассмотрим схемы расчета отклонений и построения полей допусков. Второе отклонение поля допуска определяется по основному отклонению и допуску из формул $IT = es - ei$ или $IT = ES - EI$. Схема расчета и построения поля допуска приведена на рис. 2.

Основные отклонения валов от a до h - верхние es , их значения находим по табл. 5. Так как они расположены ниже нулевой линии, то имеют знак минус.

Например, для размера $\phi 50 h6$ находим $es = 0$, допуск шестого качества для размера 50 мм находим по табл. 4 $IT6 = 16$. Обращаем внимание, что размер 50 мм находится в интервале диаметров свыше 30 до 50 мм (а не в интервале свыше 50 до 80 мм!). Нижнее отклонение $ei = 0 - 16 = -16$ мкм (все примеры иллюстрирует рис. 3).

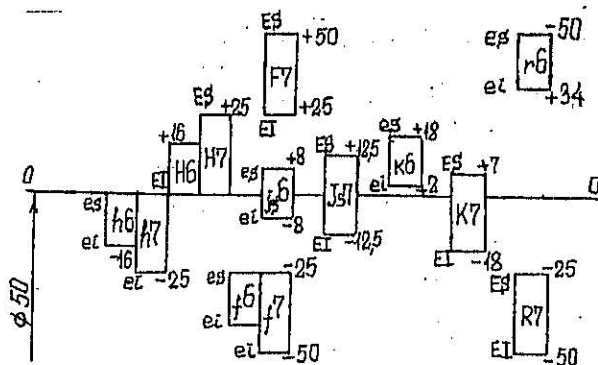


Рис. 3

Для $50 h7$: $es = 0$, $IT7 = 25$, $ei = 0 - 25 = -25$ мкм.

Для $50 f6$: $es = -25$, $IT6 = 16$, $ei = -25 - 16 = -41$ мкм.

Для $50 f7$: $es = -25$, $IT7 = 25$, $ei = -25 - 25 = -50$ мкм.

Основные отклонения валов от k до zc - нижние ei , расположены выше нулевой линии, имеют знак плюс. Их числовые значения определяют по табл. 6 и 7 приложения.

Например, для размера $50 k6$ по табл. 7 найдем $ei = +2$ мкм,

$$IT6 = 16; es = 2 + 16 = +18.$$

Для $\phi 50 r6$: $ei = +34$, $IT6 = 16$, $es = +34 + 16 = +50$ мкм.

Основные отклонения отверстий от A до H - нижние EI , определяются по табл. 5, расположены выше нулевой линии и имеют знак плюс.

Например, для размера $\phi 50 H6$ найдем $EI = 0$, $IT6 = 16$, $ES = EI + IT6 = 0 + 16 = +16$ мкм.

Для $50 H7$: $EI = 0$, $IT7 = 25$, $ES = 0 + 25 = +25$ мкм.

Для $50 F7$: $EI = +25$, $IT7 = 25$, $ES = 25 + 25 = +50$ мкм.

Основные отклонения отверстий от K до ZC - верхние ES , как правило, расположены ниже нулевой линии и должны иметь знак (-), однако в случае применения специального правила и введения поправки Δ могут принимать положительные или нулевые значения (для K и M).

Например, для размера $\phi 50 K7$ констатируем, что следует применять специальное правило. Мы помним, что для вала $\phi 50 k6$ $ei = +2$ мкм, следовательно, для отверстия $\phi 50 K7$ основное отклонение $ES = -ei + \Delta = -2 + 9 = +7$ мкм. Поправка $\Delta = IT7 - IT6 = 25 - 16 = 9$ может быть найдена по табл. 8 приложения. Второе отклонение $K7$ - нижнее - определим как $EI = ES - IT7 = +7 - 25 = -18$ мкм.

Для $\phi 50 R7$: $ES = -ei + \Delta = -34 + 9 = -25$ мкм, ei находим для r , R по табл. 6, Δ по табл. 8 для $IT7$. Второе отклонение $EI = ES - IT7 = -25 - 25 = -50$ мкм.

Поля допусков $\phi 50 js6$, $\phi 50 JS7$ будут иметь предельные отклонения ± 8 мкм и $\pm 12,5$ мкм.

Таким образом могут быть построены поля допусков в любом сочетании основного отклонения и качества. Но для практического применения отобрано только ограниченное количество полей допусков, достаточное для нужд производства изделий. ГОСТ 25347 - 89 устанавливает стандартный отбор полей допусков, рекомендуемых к применению (табл. 9, 10 приложения), где жирной рамкой выделены поля допусков предпочтительного применения в первую очередь.

2. ПОСАДКИ И РАСЧЕТ ИХ ЧИСЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

В конструкциях машин необходимы как подвижные, так и неподвижные соединения. В подвижных соединениях применяют только посадки с зазором, в неподвижном - все три типа посадок.

П о с а д к о й называют характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки.

В конкретном соединении может быть либо зазор (размер отверстия больше размера вала), либо натяг (размер вала больше размера отверстия).

Посадкой с зазором называют такое соединение полей допусков отверстия и вала, когда наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему.

Посадкой с натягом называют такое соединение полей допусков отверстия и вала, когда наименьший предельный размер вала больше или равен наибольшему предельному размеру отверстия.

Переходной посадкой называют сочетание перекрывающихся полей допусков отверстия и вала. При таком их расположении возможно получение как зазоров, так и натягов в зависимости от возможных соотношений размеров отверстия и вала в каждом конкретном случае.

Посадки следует применять либо в системе отверстий, либо в системе валов.

Поле допуска отверстия, у которого нижнее отклонение равно нулю, называют основным отверстием (любое поле допуска с основным отклонением H , т.е. $H7$, $H8$, $H12$).

Посадки, в которых требуемые зазоры или натяги получаются сочетанием основного отверстия с различными полями допусков вала, называются посадками в системе отверстий.

На рис. 4а показаны посадки трех типов в системе отверстий: с зазором $\phi 50 H7/f6$, переходной $\phi 50 H7/k6$, с натягом $\phi 50 H7/r6$. Во всех случаях поле допуска основного отверстия $H7$ сочетается с разными полями допусков вала $f6$, $k6$, $r6$, обеспечивая разный характер соединения.

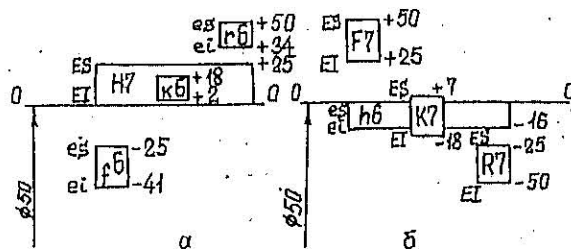


Рис. 4

Теоретически возможно сочетание основного отверстия с любыми полями допуска вала, однако ГОСТ 25347 - 89 предусматривает рекомендуемые и предпочтительные посадки (табл. II, I2 приложения).

Посадки могут быть образованы и в системе вала, когда необходимые зазоры или натяги получаются сочетанием основного вала с различными полями допусков отверстия. На рис. 4б показаны посадки в системе вала, эквивалентные посадкам в системе отверстия, показанным на рис. 4а. Это посадки с зазором $\phi 50 F7/h6$, переходная $\phi 50 K7/h6$, с натягом $\phi 50 R7/h6$. В системе вала можно образовать посадку, эквивалентную любой посадке в системе отверстия.

Посадки в разных системах называют эквивалентными, если соблюдаются равенства:

- соответствующих характеристик посадок;
- кавалитетов полей допусков отверстия;
- кавалитетов полей допусков вала.

Рекомендуемые и предпочтительные посадки в системе вала приведены в табл. I2 приложения.

При выборе посадок исходят из следующих правил:

1. Посадки в системе отверстия более предпочтительны, чем в системе вала.
2. В обоснованных случаях можно применять посадки, не указанные в табл. II, I2. При этом посадка должна, по возможности, быть в системе отверстия или в системе вала, и при разных квалитетах отверстия и вала более точным должен быть вал (не более чем на два квалитета).

Характер соединения (посадку) определяют следующие числовые характеристики:

I. Математическое ожидание посадки, которое принимают равным разности средних отклонений отверстия и валов, т.е. среднему зазору:

$$S_m = E_m - e_m, \quad \text{где} \quad E_m = \frac{ES + EI}{2}, \quad e_m = \frac{es + ei}{2}.$$

Если $S_m > 0$, то математическим ожиданием посадки будет зазор, если $S_m < 0$, т.е. зазор отрицателен, - натяг $N_m = -S_m$.

2. Допуск посадки, равный сумме допусков отверстия и вала:

$$TSN = TD + Td.$$

В вероятностных методах расчета принимают

$$TSN^{(P)} = \sqrt{TD^2 + Td^2}$$

3. Предельные значения посадки:

наибольший зазор $S_{\max} = S_m + TSN/2 = ES - ei$,
наименьший зазор $S_{\min} = S_m - TSN/2 = EI - es$.

Если $\left. \begin{array}{l} S_{\max} > 0 \\ S_{\min} \geq 0 \end{array} \right\}$ - посадка с зазором.

Если $\left. \begin{array}{l} S_{\max} > 0 \\ S_{\min} < 0 \end{array} \right\}$ - переходная посадка.

Если $\left. \begin{array}{l} S_{\min} < 0 \\ S_{\max} < 0 \end{array} \right\}$ - посадка с натягом, в которой:

наибольший натяг $N_{\max} = -S_{\min} = -(EI - es) = es - EI$,
наименьший натяг $N_{\min} = -S_{\max} = -(ES - ei) = ei - ES$.

Предельные значения посадки с заданной доверительной вероятностью $P = 99,73\%$:

$$S_{\max} = S_m + TSN^{(P)}/2$$

$$S_{\min} = S_m - TSN^{(P)}/2$$

$$N_{\max} = N_m + TSN^{(P)}/2$$

$$N_{\min} = N_m - TSN^{(P)}/2$$

Ниже приведены расчеты числовых характеристик для посадок, показанных на рис. 4а.

Для посадки с зазором $\phi 50H7/f6$:

средний зазор $S_m = E_m - e_m = +12,5 - (-33) = 45,5$ мкм,
допуск зазора $TS = TD + Td = 25 + 16 = 41$ мкм,
наибольший зазор $S_{\max} = 45,5 + 41/2 = 66$ мкм,
наименьший зазор $S_{\min} = 45,5 - 41/2 = 25$ мкм, или

$$\begin{aligned} S_{\max} &= ES - ei = 25 - (-41) = 66 \text{ мкм}, \\ S_{\min} &= EI - es = 0 - (-25) = 25 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

При вероятностных расчетах

$$TS^{(P)} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 30 \text{ мкм};$$

$$\begin{aligned} S_{\max} &= 45,5 + 30/2 = 60,5 \text{ мкм}, \\ S_{\min} &= 45,5 - 30/2 = 30,5 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Предельные зазоры $S_{\max} > 60,5$ мкм и $S_{\min} < 30,5$ мкм маловероятны (их вероятность для нормального закона распределения оценивается 0,135 % каждой).

Аналогично рассмотрим характеристики посадки с натягом $\phi 50H7/r6$:

$$S_m = E_m + e_m = 12,5 - 42 = -29,5 \text{ мкм};$$

$$N_m = 29,5 \text{ мкм} = 42 - 12,5 = 29,5 \text{ мкм}$$

$$TSN = 25 + 16 = 41 \text{ мкм};$$

$$S_{\max} = -29,5 + 41/2 = -9 \text{ мкм} \rightarrow N_{\min} = 9 \text{ мкм},$$

$$S_{\min} = -29,5 - 41/2 = -50 \text{ мкм} \rightarrow N_{\max} = 50 \text{ мкм}$$

или

$$N_{\max} = es - EI = 50 - 0 = 50 \text{ мкм},$$

$$N_{\min} = ei - ES = 34 - 25 = 9 \text{ мкм}.$$

При вероятностных расчетах

$$TSN^{(P)} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 30 \text{ мкм};$$

$$S_{\max}^{(P)} = S_m + TSN^{(P)}/2 = -29,5 + 30/2 = -14,5 \text{ мкм}; \quad N_{\min}^{(P)} = 14,5$$

$$S_{\min}^{(P)} = S_m - TSN^{(P)}/2 = -29,5 - 30/2 = -44,5 \text{ мкм}; \quad N_{\max}^{(P)} = 44,5$$

или

$$N_{\max}^{(P)} = N_m + TSN^{(P)}/2 = 29,5 + 15 = 44,5 \text{ мкм},$$

$$N_{\min}^{(P)} = N_m - TSN^{(P)}/2 = 29,5 - 15 = 14,5 \text{ мкм}.$$

Для переходной посадки $\phi 50H7/k6$:

$$\text{средний зазор } S_m = 12,5 - 10 = +2,5 \text{ мкм},$$

$$\text{допуск посадки } TSN = TD + Td = 25 + 16 = 41 \text{ мкм},$$

$$\text{наибольший зазор } S_{\max} = 2,5 + 41/2 = 23 \text{ мкм},$$

$$\text{наименьший зазор } S_{\min} = 2,5 - 41/2 = -18 \text{ мкм},$$

т.е. $S_{\min} < 0$, значит, в случае совпадения отклонений EI и es будет натяг. Следовательно, посадка является переходной.

Вероятностный расчет дает

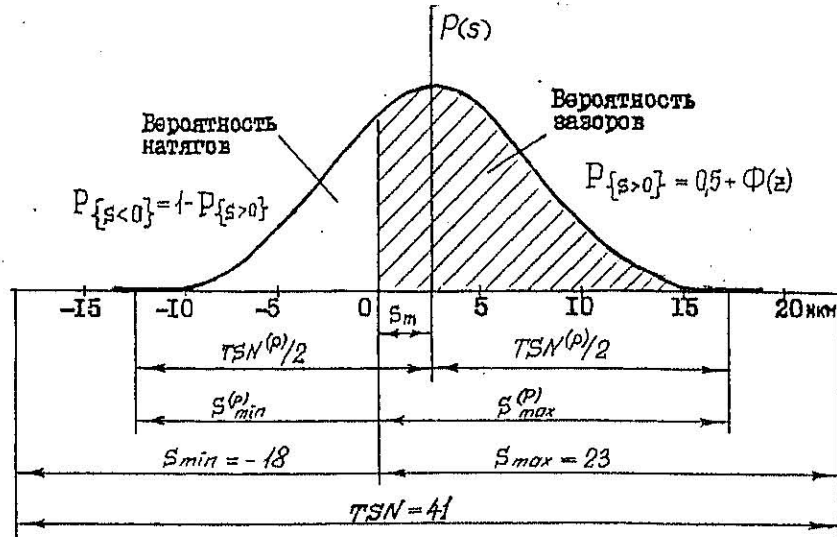
$$TSN^{(P)} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 30 \text{ мкм};$$

$$S_{\max}^{(p)} = 2,5 + 30/2 = 17,5 \text{ мм},$$

$$S_{\min}^{(p)} = 2,5 - 30/2 = -12,5 \text{ мм, т.е. } N_{\max}^{(p)} = 12,5 \text{ мм.}$$

В переходных посадках имеет значение соотношение вероятностей зазоров и натягов в рассматриваемом соединении при сборке.

На рис. 5 показано соотношение предельных значений зазоров и натягов, а также их вероятностей.



— Рис. 5

Средний зазор $S_m = 2,5$ мм является математическим ожиданием посадки, относительно которой кривая распределения плотности вероятностей симметрична.

Для определения вероятности зазоров необходимо определить вероятность значений зазоров в пределах от нуля до S_m , которое определяется по интегралу Лапласа (табл. 13 приложения) как функция от z :

$$z = S_m / (TSN^{(p)} / 6) = 6 \cdot S_m / TSN^{(p)}.$$

Для посадки $H7/k6$ $z = 6 \cdot 2,5 / 30 = 0,5$, $\Phi(z = 0,5) = 0,1915$. Так как вероятность зазоров выше 2,5 мм составляет 0,5, т.е. 50 %, вероятность зазоров $S > 0$ составит

$$P\{s > 0\} = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,19 = 0,69;$$

т.е. 69 %.

Дополнительная вероятность $1 - P = 0,31$, т.е. 31 % будет вероятностью натягов.

Для посадок с более вероятными натягами, например $H7/m6$, $S_m < 0$, вероятность зазора будет

$$P\{s > 0\} = 0,5 - \Phi(z).$$

3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ПОСАДОК ИСО

Принципиальные основы и методы расчета и выбора посадок для подвижных и неподвижных соединений рассмотрены в работе [4].

При выборе посадок в подвижных соединениях необходимо обеспечить надежность жидкостного трения при заданных условиях работы: угловой скорости вращения ω , динамической вязкости смазочной жидкости μ , среднего давления на опору p и диапазона рабочих температур. Относительный зазор $\Psi = S/D$ является функцией параметра режима $\Lambda = \mu \omega / p$:

$$\Psi_{\text{opt}} = K \sqrt{\Lambda C_R},$$

откуда следует, что с увеличением скорости вращения средний зазор выбираемой посадки должен увеличиваться.

Выполняют следующие этапы расчета:

определяют наибольший и наименьший функциональные зазоры

$S_{\max f}$ и $S_{\min f}$, обеспечивающие режим жидкостного трения; выбирают стандартную посадку $H7/g7$, $H7/f7$, $H7/e7$, $H8/d8$ и т.д., для которой $S_m \approx S_{\text{opt}} = \Psi_{\text{opt}} D$.

Предельные зазоры должны удовлетворять требованиям

$$S_{\min} > S_{\min f}; \quad S_{\max} < S_{\max f} - \Delta S_{\text{изн}},$$

где $\Delta S_{\text{изн}}$ — запас на износ размеров вала и подшипника.

Посадки с нулевым гарантированным зазором типа $H7/h6$, $H8/h7$, обеспечивающие высокую точность и плотность, применяют только при малых скоростях перемещения.

Выбор посадок в неподвижных соединениях зависит от способа обеспечения неподвижности, точности центрирования соединяемых деталей, частоты разборок при эксплуатации и других условий.

В неподвижных соединениях без дополнительных средств крепе-

ния применяют посадки с натягом.

При сборке деталей, у которых размер вала больше размера отверстия, необходимо осуществить натяжение материала (например, запрессовать вал в отверстие).

Возникающее после такой сборки вследствие упругих деформаций напряженное состояние создает давление p , которое вследствие сил трения обеспечивает неподвижность соединения:

$$F_{\text{тр}} = p \pi D l_f \quad \text{или} \quad M_{\text{тр}} = 0,5 \pi D^2 l_f.$$

Порядок расчета натягов следующий:

определяют необходимое давление p ;

определяют наименьший функциональный натяг $N_{\text{min F}}$, при котором обеспечивается необходимое давление, поправку на смятие шероховатости поверхностей отверстия и вала $\Delta_w = 4,8 (Ra_D + Ra_d)$;

определяют поправку на температурные деформации, ослабляющие натяг при рабочих температурах Δ_T ;

определяют наибольший функциональный натяг $N_{\text{max F}}$, при котором обеспечивается прочность деталей с достаточным запасом для передачи рабочих нагрузок.

Выбирают стандартную посадку предпочтительно в системе отверстия, например $H7/r6$, $H7/s6$, $H7/t6$, $H7/u6$, $H8/u8$ и др., для которой соблюдаются условия

$$N_{\text{min}} \geq N_{\text{min F}} + \Delta_w + \Delta_T,$$

$$N_{\text{max}} \leq N_{\text{max F}}.$$

В неподвижных разъемных соединениях применяют, как правило, переходные посадки. Конкретные посадки устанавливают по методу прецедентов, т.е. на основании примеров применения посадок в соединениях аналогичного назначения. При этом учитывают следующие соображения:

в соединениях, подвергаемых частным разборкам, назначают посадки типа $H7/js6$, $H7/k6$, имеющие большую вероятность зазоров, чем натягов;

эксцентриситет, равный половине наибольшего зазора, должен быть меньше допускаемых отклонений от соосности (допускаемый дисбаланс).

При невысоких требованиях к соосности возможно применение посадок с зазором типа $H7/h6$, $H8/h7$, $H8/js7$.

При редких разборках сборочных соединений применяют переход-

ные посадки с более вероятными натягами типа $H7/m6$, $H7/p6$ или посадки с натягом $H7/p6$, $H7/p5$, $H6/p5$. В этом случае при N_{max} не должно быть затруднений при сборке (разборке) соединения или деформаций деталей, ухудшающих функционирование изделия.

В разъемных соединениях невысокой точности назначают посадки с большим зазором, обеспечивающим легкость сборки, выбирая поля допусков предпочтительного применения. Примером таких посадок являются посадки крышек подшипников, распорных втулок и др.

4. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И МЕТОДИКА ИХ ВЫБОРА

Подшипники качения отличаются различными требованиями к точности их характеристик. Важнейшими из них являются: точность соединительных размеров, отклонения формы, радиальное и торцовое биение колец и дорожек качения, волнистость и шероховатость дорожек и тел качения, точность формы и размерность тел качения. Международный стандарт устанавливает пять классов точности подшипников качения, обозначаемых в порядке повышения точности: 0, 6, 5, 4, 2 (ГОСТ 520 - 81).

Класс точности указывают перед условным обозначением подшипника через дефис (например, 6-308, 5-36210). Нулевой класс точности распространяется на все типы подшипников и в обозначении на чертежах не указывается (например, 308).

Посадки подшипников качения на вал и в корпус установлены в разных системах: на вал - в системе отверстия, в корпус - в системе вала. Таким образом поле допуска размера d внутреннего кольца является основным отверстием, которое обозначается указанием прописной буквы L (немецк. *Lager*) и класса, например, $L0$, $L6$, $L5$.

В отличие от основного отверстия в ИСО, где применяются поля допусков $H6$, $H7$, $H8$, для которых $ES = 0$, поля допусков посадочного диаметра внутреннего кольца имеют $ES = 0$, т.е. наибольший предельный размер внутреннего кольца равен номинальному размеру.

Поле допуска посадочного размера D наружного кольца является основным валом и обозначается указанием строчной буквы l и класса подшипника, например, $l0$, $l6$, $l5$, $l4$. Допуски посадочных размеров колец подшипников зависят от класса и типа подшипника, они отличаются от стандартных допусков IT системы ИСО и приведены в табл. 14 приложения в соответствии с ГОСТ 520 - 81.

Различные посадки, необходимые для разных условий работы под-



подшипников, получают комбинированием основных полей допусков колец с полями допусков ИСО, по которым выполняют размеры корпуса и вала. Поля допусков ИСО, рекомендованные для посадок подшипников на вал и в корпус, и схемы их расположения относительно номинальных размеров D и d колец подшипника показаны на схеме рис. 6.

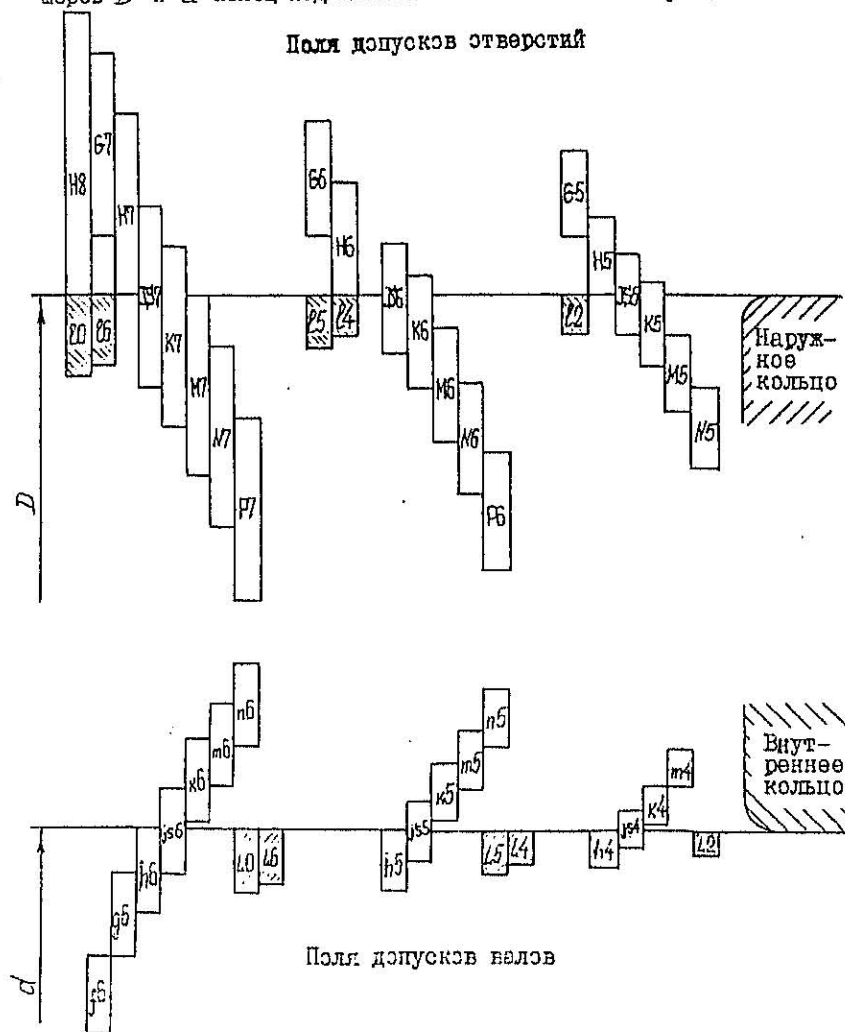


Рис. 6

Качество работы подшипника в значительной степени зависит от характера соединения колец подшипника с валом и корпусом. Необходимо, чтобы после посадки подшипника рабочий зазор был минимальным для лучшего распределения радиальной силы по телам качения, но при этом всегда оставался больше нуля. Начальный зазор - радиальный зазор, с которым подшипник качения выпускается заводом - уменьшается при посадке колец подшипника на вал и в корпус.

Сборка подшипника с натягом по обоим кольцам будет вызывать технологические трудности. Поэтому натяг осуществляют только в посадке циркуляционно нагруженного кольца. Это исключает увеличение трения от перекачивания посадочных поверхностей, возникающего при наличии зазора.

Различают три вида нагружения подшипников: местное, циркуляционное и колебательное.

При местном нагружении кольца радиальная сила воспринимается ограниченным участком дорожки качения, который не изменяется при вращении.

При циркуляционном нагружении радиальная сила воспринимается при вращении последовательно всей дорожкой качения.

Колебательное нагружение является комбинацией двух первых видов.

В случае местного нагружения выбор необходимого поля допуска посадки делают по табл. 15 приложения в зависимости от размера, конструкции корпуса (разъемный, неразъемный), частоты вращения, уровня перегрузок и класса точности подшипника.

При циркуляционном нагружении выбирают посадку с натягом, значение которого рассчитывают из условия таких деформаций колец, при которых посадочный зазор остается положительным. В упрощенном виде этот расчет сводится к вычислению интенсивности нагружения

$$P_R :$$

$$P_R = \frac{F_r}{B} K_1 K_2 K_3 ,$$

где F_r - расчетная радиальная сила, действующая на опору, Н; B - ширина подшипника, мм; K_1 - коэффициент, учитывающий динамические нагрузки; K_2 - коэффициент, учитывающий ослабление посадок при полом вале или тонкостенном корпусе; K_3 - коэффициент, учитывающий влияние осевых сил в случаях применения двухрядных конических

роликовых подшипников и сдвоенных шарикоподшипников. Осевая сила вызывает перераспределение радиальных сил по рядам тел качения. Значения K_3 зависят от параметра $(F_a/F_r) \operatorname{ctg} \alpha$ (F_a - осевая сила, H' , α - угол контакта, указанный в стандарте).

Значения коэффициентов K_1 , K_2 , K_3 находят из таблиц справочников [4, 5] или из табл. 16, 17, 18 приложения.

Интенсивность нагружения имеет размерность Н/мм и представляет собой распределенную по ширине подшипника радиальную силу.

Необходимое поле допуска для посадки подшипника находят из табл. 19 приложения по значениям P_R и диаметра с учетом класса точности подшипника.

В посадках подшипников классов 0 и 6 применяют поля допусков 7-го качества для отверстий корпуса и 6-го качества для валов. Посадки подшипников классов 5 и 4 осуществляют точнее на один класс, чем классов 0 и 6, т.е. применяют поля допусков 6-го качества для посадок в корпус и 5-го для посадок на вал.

Примеры выбора посадок для типовых соединений

Первая расчетно-графическая работа предназначена для практического освоения методик выбора посадок на примере пяти соединений редуктора, которые являются типовыми для самых различных машин (рис. 7).

Исходные данные: подшипник радиальный однорядный 308, 0 класса точности, вращается вал, радиальная сила приложена к валу, ее реакция в подшипнике равна $F_r = 4200$ Н, осевая сила незначительна, нагрузка ударная: перегрузка до 300 %. Вал не имеет уступа, полный, с диаметром отверстия $d = 20$ мм. Внутреннее кольцо удерживается от осевых смещений втулкой, наружное кольцо - выступом крышки подшипника, входящим в корпус. Корпус неразъемный, крышка глухая, т.е. без отверстия для выхода вала.

Выбрать посадки подшипника в корпус и на вал, распорной втулки с валом, крышки подшипника с корпусом.

Решение. Для подшипника 0-308 находим посадочные размеры по ГОСТ 8338 - 75: диаметр наружного кольца $D = 90$ мм, диаметр внутреннего кольца $d = 40$ мм, ширину колец подшипника $B = 23$ мм. По табл. 14 приложения (или по ГОСТ 520 - 71) находим отклонения посадочных размеров: $D = 90_{-0,015}^0$, $d = 40_{-0,012}^0$.

Определяем вид нагружения колец подшипника: так как радиальная сила, построенная по направлению, приложена к валу, который вращается, то наружное кольцо имеет чистое нагружение, а внутреннее - циркуляционное.

20

Выбираем посадки для заданных соединений.

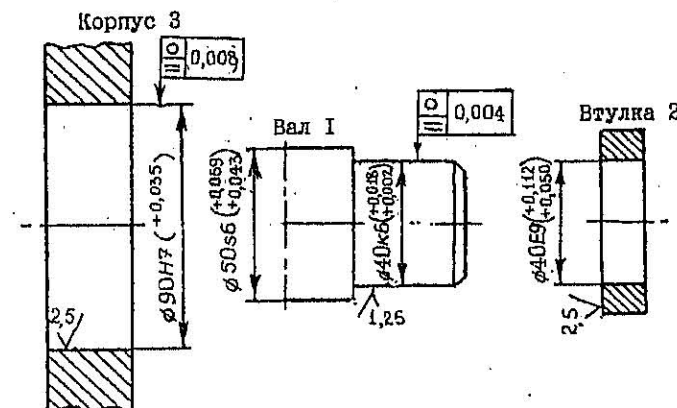
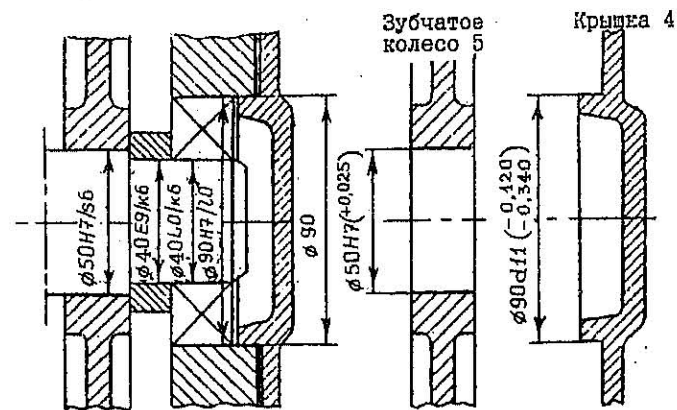


Рис. 7

1. Посадка наружного кольца подшипника в корпус. По табл. 15 для местонагруженных колец для $D = 90$ мм неразъемного корпуса, принимая во внимание перегрузку 300%, находим поле допуска $H7$ для классов 0 и 6. (Для классов 5 и 4 было бы $H6$.)

Строим схему полей допусков посадки $\phi 90 H7/s6$ (рис. 8в).

2. Посадка внутреннего кольца подшипника на вал. Нагружение циркуляционное. Для расчета интенсивности нагружения находим коэффициенты k_1 , k_2 , k_3 : для перегрузок до 300% по табл. 16 находим $k_1 = 1,8$; по табл. 17 для $d_1/d = 20/40 = 0,5$ и $D/d = 90/40 =$

21

$= 2,25$ находим $k_2 = 1,6$; по табл. 18 находим $k_3 = 1$, так как подшипник однорядный несдвоенный и, кроме того, осевая сила равна нулю.

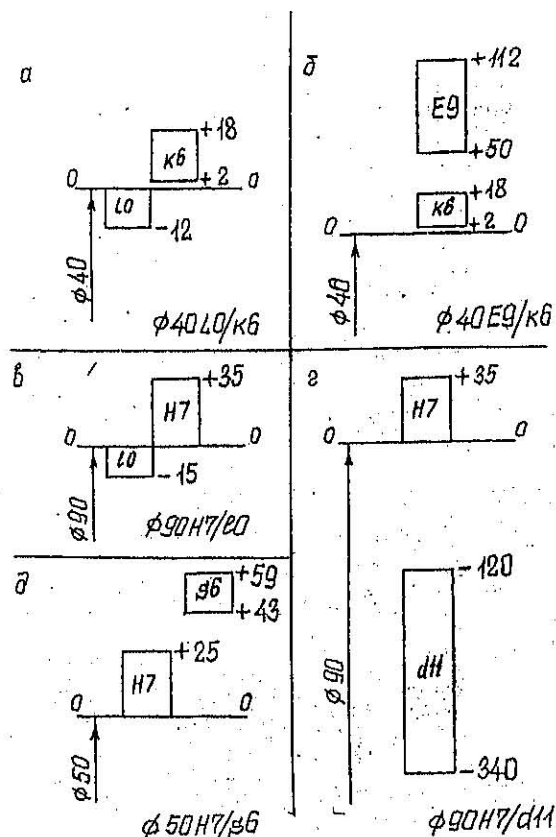


Рис. 8

Расчет интенсивности нагружения дает:

$$P_R = \frac{4200}{23} \cdot 1,8 \cdot 1,6 \cdot 1 = 525 \text{ Н/мм.}$$

По табл. 19 с учетом класса подшипника для $P_R = 525 \text{ Н/мм}$ находим поле допуска вала $k6$. Строим схему полей допусков посадки $\phi 40 L0/k6$ (рис. 8а).

3. Посадка распорной втулки на вал. Если бы распорная втулка сопрягалась с диаметром, отличным от посадочного диаметра подшипни-

ка, то следовало бы взять посадку с зазором невысокой точности, предпочтительную в системе отверстия, например $H9/d9$. В нашем случае распорная втулка надевается на вал, размеры которого определены посадкой подшипника качения. Чтобы обеспечить легкость сборки, необходимо выбрать посадку с зазором 20...30 мкм. Выбираем такое поле допуска отверстия, у которого основное отклонение EI больше, чем верхнее отклонение вала es на 20...30 мкм. Учитывая сказанное, выбираем поле допуска $E9$. Строим схему полей допусков полученной комбинированной посадки $\phi 40 E9/k6$ (рис. 8б). Эта посадка обеспечивает гарантированный зазор $S_{\min} = EI - es = 32 \text{ мкм}$.

4. Посадка крышки подшипника в корпус. Для легкости сборки крышки с корпусом рекомендуется посадка с гарантированным зазором невысокой точности. Для унифицированных в ряде отраслей крышек подшипников рекомендованы поля допусков предпочтительного применения: $d11$ - для глухих крышек и $d9$ - для крышек с отверстием. Для нашего случая выбираем $d11$ и строим схему полей допусков полученной комбинированной посадки $\phi 90 H7/d11$ (рис. 8г).

5. Посадка зубчатого колеса на вал. Посадочный размер определен заданием $\phi 50 \text{ мм}$. Предельные функциональные натяги предполагаются уже рассчитанными и указаны в варианте задания: $N_{\max F} = 60 \text{ мкм}$, $N_{\min F} = 15 \text{ мкм}$. По табл. 4 и 6 подбираем посадку наименьшей точности, для которой удовлетворяются условия: $N_{\min} > N_{\min F}$ и $N_{\max} \leq N_{\max F}$. Находим посадку $\phi 50 H7/s6$, для которой $N_{\max} = 59 \text{ мкм}$, $N_{\min} = 18 \text{ мкм}$.

Схема полей допусков посадки приведена на рис. 8в. В действительности указанная посадка не обеспечит эффективного натяга $N_{\min} = 18 \text{ мкм}$ вследствие снятия неровностей шероховатости поверхностей отверстия и вала. Наиболее распространенной рекомендацией по оценкам деформаций является зависимость $\Delta_w = 2,4 R_z$, предполагающая одинаковую шероховатость поверхности отверстия и вала. В нашем случае запас на деформацию равен $\Delta = N_{\min} - N_{\min F} = 18 - 15 = 3 \text{ мкм}$. Следовательно, допустимая высота неровностей поверхностей $R_z = 3 / 2,4 = 1,25 \text{ мкм}$. Так как на чертежах рекомендуется проставлять среднее арифметическое отклонение R_a , которое составляет примерно $1/4 R_z$, то рекомендуем значение R_a установить равным 0,32 мкм.

Если установить на чертеже более грубую шероховатость, например $R_a = 0,58 \text{ мкм}$, то наименьший функциональный натяг не будет обеспечен посадкой $H7/s6$.

Требования, предъявляемые к поверхностям корпуса и вала, предназначенным для посадок подшипников качения

1. Отклонения формы поверхностей корпуса и вала не должны превышать значений, равных $IT/4$, - для подшипников 0 и 6 классов, а для подшипников 5 и 4 классов - $IT/8$. Особенно опасны для подшипников конусообразность и овальность посадочных поверхностей. Поэтому для поверхностей указывают допуски круглости и профиля продольного сечения, а не допуск цилиндричности, который, кроме того, может вызвать затруднения при контроле. В нашем варианте допуски формы равны: для корпуса подшипника $FT = IT/4 = 35/4 = 9$ мкм, а для вала $FT = IT/4 = 16/4 = 4$ мкм. Пример указания допусков формы на поверхностях вала и отверстия корпуса приведен на рис. 7. Числовые значения допусков круглости и профиля продольного сечения выбирают из табл. 20 приложения.

2. Шероховатость поверхностей устанавливают в зависимости от класса точности подшипника и диаметра различной для корпуса, вала и запечников в корпусе, на валу или распорной втулке по табл. 21 приложения. Для нашего варианта находим среднее арифметическое отклонение: поверхности корпуса - 2,5, вала - 1,25, запечников - 2,5. Пример обозначения шероховатости показан на эскизах, рис. 8.

5. РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ РАБОЧИХ КАЛИБРОВ

Рабочие калибры предназначены для контроля действительных размеров деталей d_r по следующим условиям их годности: $d_{\min} \leq d_r \leq d_{\max}$ для валов, $D_{\min} \leq D_r \leq D_{\max}$ для отверстий. Калибры, имеющие номинальные размеры, равные пределам максимума материала ($d_{\max}$ - для валов, $D_{\min}$ - для отверстий) называют проходными. Калибры, имеющие номинальные размеры, равные пределам минимума материала ($d_{\min}$ - для валов, $D_{\max}$ - для отверстий), называют непроходными. Калибры для контроля отверстий называют пробками, а для валов - скобами.

Предельные отклонения калибров ограничивают размеры новых годных калибров и предельные значения износа проходных калибров от номинальных размеров калибров (ГОСТ 24853 - 81). На рис. 9 показана схема полей допусков калибров (размеров до 500 мм). В системе допусков калибров приняты следующие обозначения: T - допуск размера контролируемого изделия, H - допуск размера пробки, H_1 -

допуск размера скобы, z - среднее отклонение поля допуска проходной пробки, z_1 - среднее отклонение поля допуска проходной скобы, α и α_1 - средние отклонения полей допусков непроходных калибров, которые часто равны нулю, y и y_1 - отклонения, ограничивающие износ калибров пробок и скоб.

В задании необходимо рассчитать исполнительные размеры калибров для распорной втулки и вала (в данном случае для отверстия $\phi 40H9$ и вала $\phi 40k6$).

Замечание: если по варианту задания подшипник 5 или 4 классов точности и валы изготавливают при этом по $IT5$, для которого калибры-скобы не предусмотрены, то для расчета калибра следует изменить квалитет выбранного поля допуска, например, если для подшипника по расчету выбрано поле допуска вала $m5$, то для расчета калибра следует взять поле $m6$.

В табл. 22 приложения приведены допуски и размеры, определяющие поля допусков гладких калибров. Находим для пробок $IT9 = 62$ мкм, $z = 11$ мкм, $y = 0$, $H = 4$ мкм, для скоб $IT6 = 16$ мкм, $z_1 = 3,5$ мкм, $\alpha_1 = 0$, $H_1 = 4$ мкм, $y_1 = 3$ мкм.

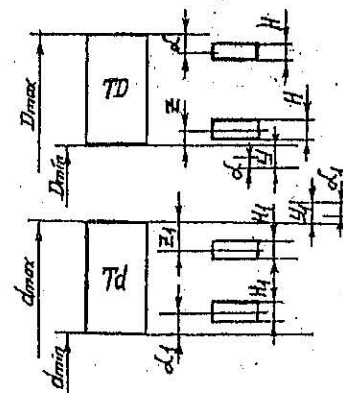


Рис.- 9

Строим схему полей допусков калибров (рис. 10).

Наибольший предельный размер проходной пробки

$$D_{\min} + z + H/2 = 40,05 + 0,011 + 0,004/2 = 40,063 \text{ мм.}$$

Наибольший предельный размер непроходной пробки

$$D_{\max} + H/2 = 40,112 + 0,004/2 = 40,114 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер проходной скобы

$$d'_{\max} - z_1 - H_1/2 = 40,018 - 0,0035 - 0,004/2 = 40,0125 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер непроходной скобы

$$d_{\min} - H_1/2 = 40,002 - 0,004/2 = 40,000 \text{ mm.}$$

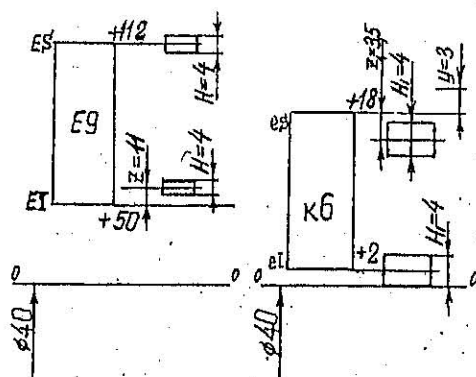


Рис. 10

На рабочих чертежах калибров принято указывать одно отклонение, равное допуску, в тело калибра:

пробок от наибольшего предельного размера калибра;

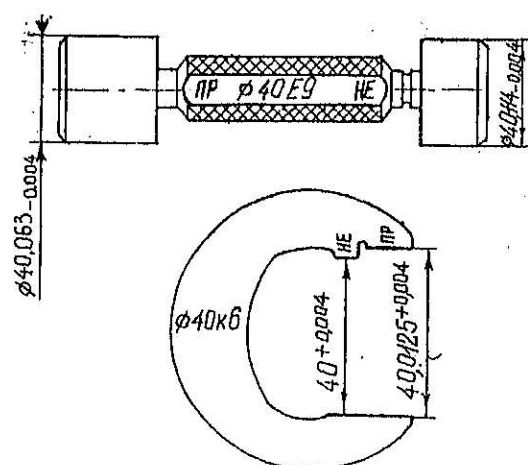
скоб от наименьшего предельного размера калибра.

Для рассматриваемого примера получим:

для пробок $\varnothing 40,063_{-0,004}$ и $\varnothing 40,114_{-0,004}$.

для скоб $40,0125^{+0,004}_{-0,004}$ и $40^{+0,004}_{-0,004}$.

Пример указания исполнительных размеров на чертеже приведен на рис. II.



Plc. II

Таблица I

Нормальные линейные размеры

Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40
1,0	1,0	1,0 1,1 1,2 1,4	1,0 1,05 1,1 1,15 1,2 1,3 1,4 1,5
1,6	1,6 2,0	1,6 1,8 2,0 2,2	1,6 1,7 1,8 1,9 2,0 2,1 2,2 2,4
2,5	2,5 3,2	2,5 2,8 3,2 3,6	2,5 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8
4,0	4,0 5,0	4,0 4,5 5,0 5,3	4,0 4,2 4,5 4,8 5,0 5,3 5,6 6,0
5,5	5,5 6,0	5,5 7,1 8,0 9,0	5,5 6,7 7,1 7,5 8,0 8,3 9,0 9,5
10	10	10	10

Таблица 2
Значения единицы допуска i

Интервал размеров, мм				Единица допуска, мкм
	До	3		0,55
Св.	3	до	6	0,73
"	6	"	10	0,9
"	10	"	18	1,08
"	18	"	30	1,31
"	30	"	50	1,56
"	50	"	80	1,88
"	80	"	120	2,17
"	120	"	180	2,52
"	180	"	250	2,9
"	250	"	315	3,23
"	315	"	400	3,54
"	400	"	500	3,89

Таблица 3
Значения коэффициента k

Квалитет	Число единиц допуска
2	2,7
3	3,7
4	5
5	7
6	10
7	16
8	25
9	40
10	64
11	100
12	160
13	250
14	400
15	640
16	1000
17	1600
18	2500

Таблица 4

Числовые значения допусков для размеров до 500 мм

Интервалы номинальных размеров, мм	Квалитеты																		
	01	0	I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	мм														мм				
До 1	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	0,14	0,25	0,4	0,6	1
Св. 1 до 3	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2
" 3 " 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5
" 10 " 18	0,5	0,8	1	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8
" 18 " 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1
" 30 " 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	0,39	0,62	1	1,6	2,5
" 50 " 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	0,46	0,74	1,2	1,9	3
" 80 " 120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5
" 120 " 180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	0,63	1	1,6	2,5	4
" 180 " 250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6
" 250 " 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2
" 315 " 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7
" 400 " 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	0,97	1,55	2,5	4	6,3

Примечание: для размеров до 1 мм квалитеты 14...16 не применяются

Основные отклонения размеров

Интервалы номинальных размеров, мм	Основные отклонения										
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h
Абсолютные значения основных отклонений, мкм											
Св. 1 до 3	270	140	60	34	20	14	10	3	4	2	0
" 3 " 6	240	140	70	43	30	20	14	10	3	4	0
" 6 " 10	230	150	80	56	40	25	18	13	8	5	0
" 10 " 14	290	150	95	-	50	32	-	15	-	6	0
" 14 " 18											
" 18 " 24	300	160	110	-	65	40	-	20	-	7	0
" 24 " 30											
" 30 " 40	310	170	120	-	80	50	-	25	-	9	0
" 40 " 50	320	180	130								
" 50 " 65	340	190	140	-	100	60	-	30	-	10	0
" 65 " 80	360	200	150								
" 80 " 100	380	220	170	-	120	72	-	36	-	12	0
" 100 " 120	410	240	180								
" 120 " 140	460	260	200	-	145	85	-	43	-	14	0
" 140 " 160	520	280	210								
" 160 " 180	580	310	230	-	170	100	-	50	-	16	0
" 180 " 200	650	340	240								
" 200 " 225	740	380	260	-	190	110	-	56	-	17	0
" 225 " 250	820	420	280								
" 250 " 280	920	480	300	-	210	125	-	62	-	18	0
" 280 " 315	1050	540	330								
" 315 " 360	1200	600	360	-	250	155	-	72	-	20	0
" 360 " 400	1360	680	400								
" 400 " 450	1500	760	440	-	320	195	-	88	-	22	0
" 450 " 500	1650	840	480								

Таблица 6

Основные отклонения размеров

Интервалы номинальных размеров, мм	Основные отклонения											
	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	<i>zα</i>	<i>zβ</i>	<i>zс</i>
	<i>P</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>	<i>V</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>Z A</i>	<i>Z B</i>	<i>Z C</i>
	Абсолютные значения основных отклонений, мкм											
Св. 1 до 3	6	10	14	-	18	-	20	-	26	32	40	50
" 3 " 6	12	15	19	-	23	-	28	-	35	42	50	60
" 6 " 10	15	19	23	-	28	-	34	-	42	52	67	77
" 10 " 14	18	23	28	-	33	-	40	-	50	64	90	130
" 14 " 18						39	45	-	60	77	108	150
" 18 " 24	22	28	35	-	41	47	54	63	73	98	136	186
" 24 " 30				41	48	55	64	75	88	118	160	218
" 30 " 40	26	34	43	48	60	68	80	94	112	148	200	274
" 40 " 50				54	70	81	97	114	136	180	242	325
" 50 " 65		41	53	66	87	102	122	144	172	226	300	405
" 65 " 80	32	43	59	75	102	120	146	174	210	274	360	480
" 80 " 100		51	71	91	124	146	178	214	258	335	445	585
" 100 " 120	37	54	79	104	144	172	210	254	310	400	525	690
" 120 " 140		63	92	122	170	202	248	300	365	470	620	800
" 140 " 160	43	65	100	134	190	228	280	340	415	535	700	900
" 160 " 180		68	108	146	210	252	310	380	465	600	780	1000

Интервалы номинальных размеров, мм	Основные отклонения											
	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	<i>za</i>	<i>zb</i>	<i>zc</i>
	<i>P</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>	<i>V</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>ZA</i>	<i>ZB</i>	<i>ZC</i>
Абсолютные значения основных отклонений, мкм												
Св. 180 до 200	50	77	122	166	236	284	350	425	520	670	880	1150
" 200 " 225		80	130	180	258	310	385	470	575	740	960	1250
" 225 " 250		84	140	196	284	340	425	520	640	820	1050	1350
" 250 " 280	56	94	158	218	315	385	475	580	710	920	1200	1550
" 280 " 315		98	170	240	350	425	525	650	790	1000	1300	1700
" 315 " 350	62	108	190	268	390	475	590	730	900	1150	1500	1900
" 350 " 400		114	208	294	435	530	660	820	1000	1300	1650	2100
" 400 " 450	68	126	232	330	490	595	740	920	1100	1450	1850	2400
" 450 " 500		132	252	360	540	660	820	1000	1250	1600	2100	2600

Основные отклонения размеров

Таблица 7

Интервалы номинальных размеров, мм	Нижние отклонения валов, мкм				Верхние отклонения отверстий, мкм			
	<i>js</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>JS</i>	<i>K</i>	<i>M</i>	<i>N</i>
	Квалитеты							
	Для всех квалитетов	4 ... 7	Для всех квалитетов		Для всех квалитетов	до 8		
Св. 1 до 3	Предельные отклонения равны $\pm \frac{IT}{2}$	0	+2	+4	Предельные отклонения равны $\pm \frac{IT}{2}$	0	-2	-4
" 3 " 6		+1	+4	+8		-1 + Δ	-4 + Δ	-8 + Δ
" 6 " 10		+1	+6	+10		-1 + Δ	-6 + Δ	-10 + Δ
" 10 " 18		+1	+7	+12		-1 + Δ	-7 + Δ	-12 + Δ
" 18 " 30		+2	+8	+15		-2 + Δ	-8 + Δ	-15 + Δ
" 30 " 50		+2	+9	+17		-2 + Δ	-9 + Δ	-17 + Δ
" 50 " 80		+2	+11	+20		-2 + Δ	-11 + Δ	-20 + Δ
" 80 " 120		+3	+13	+23		-3 + Δ	-13 + Δ	-23 + Δ
" 120 " 180		+3	+15	+27		-3 + Δ	-15 + Δ	-27 + Δ
" 180 " 250		+4	+17	+31		-4 + Δ	-17 + Δ	-31 + Δ
" 250 " 315		+4	+20	+34		-4 + Δ	-20 + Δ	-34 + Δ
" 315 " 400		+4	+21	+37		-4 + Δ	-21 + Δ	-37 + Δ
" 400 " 500		+5	+23	+40		-5 + Δ	-23 + Δ	-40 + Δ

Таблица 8

Значения поправки Δ , мкм

Диаметры, мм	Квалитеты				
	4	5	6	7	8
Св. 1 до 3	0	0	0	0	0
" 3 " 6	1,5	2	3	4	6
" 6 " 10	1,5	2	3	6	7
" 10 " 18	2	3	3	7	9
" 18 " 30	2	3	4	8	12
" 30 " 50	3	4	5	9	14
" 50 " 80	3	5	6	11	16
" 80 " 120	4	5	7	13	19
" 120 " 180	4	6	7	15	23
" 180 " 250	4	6	9	17	26
" 250 " 315	4	7	9	20	29
" 315 " 400	5	7	11	21	32
" 400 " 500	5	7	13	23	34

Таблица 9

Рекомендуемые и предпочтительные поля допусков валов

Квали- тет	Основные отклонения																				
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
4							g4	h4	js4	k4	m4	n4									
5							g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5						
6						f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6					
7					e7	f7		h7	js7	k7	m7	n7			s7		u7				
8			c8	d8	e8	f8		h8	js8								u8		x8		z8
9				d9	e9	f9		h9	js9												
10				d10				h10	js10												
11	a11	b11	c11	d11				h11	js11												
12		b12						h12	js12												

Примечание: ☐ - предпочтительные поля допусков

Рекомендуемые и предпочтительные поля допусков отверстий

Ква- литет	Основные отклонения																				
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
5							G5	H5	JS5	K5	M5	N5									
6							G6	H6	JS6	K6	M6	N6	P6								
7						F7	G7	H7	JS7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7					
8				D8	E8	F8		H8	JS8	K8	M8	N8					U8				
9				D9	E9	F9		H9	JS9												
10				D10				H10	JS10												
II	A11	B11	C11	D11				H11	JS11												
12		B12						H12	JS12												

Примечание: ☐ - предпочтительные поля допусков

Таблица 11

Рекомендуемые и предпочтительные посадки в системе отверстия

Основное отклонение	Основные отклонения валов																			
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
	Посадки																			
H5								H5 g4	H5 h4	H5 js4	H5 k4	H5 m4	H5 n4							
H6						H6 f6		H6 g5	H6 h5	H6 js5	H6 k5	H6 m5	H6 n5	H6 p5	H6 r5	H6 s5				
H7			H7 c8	H7 d8	H7 e7	H7 e8	H7 f7	H7 g6	H7 h6	H7 js6	H7 k6	H7 m6	H7 n6	H7 p6	H7 r6	H7 s6	H7 s7	H7 t6	H7 u7	
H8			H8 c8	H8 d8	H8 e8	H8 f7	H8 f8	H8 h7	H8 h8	H8 js7	H8 k7	H8 m7	H8 n7			H8 s7		H8 u8	H8 x8	H8 z8
				H8 d9	H8 e8	H8 f9		H8 h9												
H9				H9 d9	H9 e8	H9 e9	H9 f8	H9 f9	H9 h8	H9 h9										
H10				H10 d10				H10 h9	H10 h10											
H11	H11 a11	H11 b11	H11 c11	H11 d11				H11 h11												
H12		H12 b12						H12 h12												

Примечание: ☐ - предпочтительные посадки

Рекомендуемые и предпочтительные посадки в системе вала

Основ- ной вал	Основные отклонения отверстий																
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U
	Посадки																
$h4$							$\frac{G5}{h4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{JS5}{h4}$	$\frac{K5}{h4}$	$\frac{M5}{h4}$	$\frac{N5}{h4}$					
$h5$						$\frac{F7}{h5}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{JS6}{h5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{P6}{h5}$				
$h6$				$\frac{D8}{h6}$	$\frac{E8}{h6}$	$\frac{F7}{h6}$	$\frac{F8}{h6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{JS7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{7}{h6}$
$h7$				$\frac{D8}{h7}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$		$\frac{H8}{h7}$	$\frac{JS8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$					$\frac{U8}{h7}$
$h8$				$\frac{D8}{h8}, \frac{D9}{h8}$	$\frac{E8}{h8}, \frac{E9}{h8}$	$\frac{F8}{h8}, \frac{F9}{h8}$		$\frac{H8}{h8}, \frac{H9}{h8}$									
$h9$				$\frac{D9}{h9}, \frac{D10}{h10}$	$\frac{E9}{h9}, \frac{E10}{h10}$	$\frac{F9}{h9}, \frac{F10}{h10}$		$\frac{H8}{h9}, \frac{H9}{h9}, \frac{H10}{h9}$									
$h10$				$\frac{D10}{h10}$				$\frac{H10}{h10}$									
$h11$	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$									
$h12$		$\frac{B12}{h12}$						$\frac{H12}{h12}$									

Примечание: ☐ - предпочтительные посадки

$$\text{Значение } \Phi_0(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$$

Таблица 13

z	Φ_0	z	Φ_0	z	Φ_0	z	Φ_0
0,00	0,0000	0,70	0,2580	1,40	0,4192	2,25	0,4878
0,02	0,0080	0,72	0,2642	1,42	0,4222	2,30	0,4893
0,04	0,0160	0,74	0,2703	1,44	0,4251	2,35	0,4906
0,06	0,0239	0,76	0,2764	1,46	0,4279	2,40	0,4918
0,08	0,0319	0,78	0,2823	1,48	0,4306	2,45	0,4929
0,10	0,0398	0,80	0,2881	1,50	0,4332	2,50	0,4938
0,12	0,0478	0,82	0,2939	1,52	0,4357	2,55	0,4946
0,14	0,0557	0,84	0,2995	1,54	0,4382	2,60	0,4953
0,16	0,0636	0,86	0,3051	1,56	0,4406	2,65	0,4960
0,18	0,0714	0,88	0,3106	1,58	0,4429	2,70	0,4965
0,20	0,0793	0,90	0,3159	1,60	0,4452	2,75	0,4970
0,22	0,0871	0,92	0,3212	1,62	0,4474	2,80	0,4974
0,24	0,0948	0,94	0,3264	1,64	0,4492	2,85	0,4978
0,26	0,1026	0,96	0,3315	1,66	0,4515	2,90	0,4981
0,28	0,1103	0,98	0,3365	1,68	0,4535	2,95	0,4984
0,30	0,1179	1,00	0,3413	1,70	0,4554	3,00	0,49865
0,32	0,1255	1,02	0,3461	1,72	0,4573	3,10	0,49903
0,34	0,1331	1,04	0,3508	1,74	0,4591	3,20	0,49931
0,36	0,1406	1,06	0,3554	1,76	0,4608	3,30	0,49952
0,38	0,1480	1,08	0,3599	1,78	0,4625	3,40	0,49966
0,40	0,1554	1,10	0,3643	1,80	0,4641	3,50	0,49977
0,42	0,1628	1,12	0,3686	1,82	0,4656	3,60	0,49984
0,44	0,1700	1,14	0,3729	1,84	0,4671	3,70	0,49989
0,46	0,1772	1,16	0,3770	1,86	0,4686	3,80	0,499928
0,48	0,1844	1,18	0,3810	1,88	0,4699	3,90	0,499952
0,50	0,1915	1,20	0,3849	1,90	0,4713	4,00	0,499968
0,52	0,1985	1,22	0,3888	1,92	0,4726	4,50	0,499997
0,54	0,2054	1,24	0,3925	1,94	0,4738	5,00	0,499999
0,56	0,2123	1,26	0,3962	1,96	0,4750		
0,58	0,2190	1,28	0,3997	1,98	0,4761		
0,60	0,2257	1,30	0,4032	2,00	0,4772		
0,62	0,2324	1,32	0,4066	2,05	0,4798		
0,64	0,2389	1,34	0,4099	2,10	0,4821		
0,66	0,2454	1,36	0,4131	2,18	0,4842		
0,68	0,2517	1,38	0,4162	2,20	0,4861		

Таблица 14

Нижние предельные отклонения размеров
колец подшипников
(верхние предельные отклонения всех колец равны 0)

Номинальные диаметры, мм		Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные				Подшипники роликовые конические			
		Классы точности							
		4	5	6	0	4	5	6	0
Кольца внутренние	Св. 2,5 до 10	- 4	- 5	- 7	- 8	-	-	-	-
	" 10 " 18	- 4	- 5	- 7	- 8	- 5	- 7	- 7	- 8
	" 18 " 30	- 5	- 6	- 8	-10	- 6	- 8	- 8	-10
	" 30 " 50	- 6	- 8	-10	-12	- 8	-10	-10	-12
	" 50 " 80	- 7	- 9	-12	-15	- 9	-12	-12	-15
	" 80 " 120	- 8	-10	-15	-20	-10	-15	-15	-20
	" 120 " 180	-10	-13	-18	-25	-13	-18	-18	-25
	" 180 " 250	-12	-15	-22	-30	-15	-22	-22	-30
	" 250 " 315	-	-18	-25	-35	-	-25	-25	-35
	" 315 " 400	-	-23	-30	-40	-	-30	-30	-40
" 400 " 500	-	-	-35	-45	-	-	-	-	
Кольца наружные	Св. 6 " 18	- 4	- 5	- 7	- 8	-	-	-	-
	" 18 " 30	- 5	- 6	- 8	- 9	- 6	- 8	- 8	- 9
	" 30 " 50	- 6	- 7	- 9	-11	- 7	- 9	- 9	-11
	" 50 " 80	- 7	- 9	-11	-13	- 9	-11	-11	-13
	" 80 " 120	- 8	-10	-13	-15	-10	-13	-13	-15
	" 120 " 150	- 9	-11	-15	-18	-11	-15	-15	-18
	" 150 " 180	-10	-13	-18	-25	-13	-18	-18	-25
	" 180 " 250	-11	-15	-20	-30	-15	-20	-20	-30
	" 250 " 315	-13	-18	-25	-35	-18	-25	-25	-35
	" 315 " 400	-15	-20	-28	-40	-20	-28	-28	-40
" 400 " 500	-	-23	-33	-45	-	-33	-33	-45	

Таблица 15

Поля допусков валов и отверстий в корпусах,
сопрягаемых с кольцами подшипников при местном нагружении

Размеры посадочных диаметров, мм		Поля допусков			Типы подшипников
Свыше	До	валов (осей)	отверстий в корпусах стальных или чугунных		
			неразъемных	разъемных	
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150 %					
-	80	$h5$, $h6$	$H6$, $H7$	$H6$, $H7$, $H8^*$	Все типы, кроме штампованных игольчатых
80	260	$g5$, $g6$, $f7^*$	$G6$, $G7$		
260	500	$f6$, $f7$	$F7$, $F8$		
500	1600				
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300 %					
-	80	$h5$, $h6$	$JS6$, $JS7$	$JS6$, $JS7$	Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных
80	260	$h5$, $h6$	$H6$, $H7$		
260	500	$g5$, $g6$			
500	1600				
-	120	$h5$, $h6$	$H6$, $H7$	$JS6$, $JS7$	Роликовые конические двухрядные
120	1600	$g5$, $g6$			

Примечания:

1. Поля допусков, отмеченные *, применять при частоте вращения не более $0,6 n_{np}$, где n_{np} - предельно допустимая частота вращения подшипника.

2. Поля допусков, заключенные в прямоугольные рамки, использовать для подшипников классов точности 5 и 4, остальные поля допусков - для подшипников классов точности 0 и 6.

Таблица I6

Значение коэффициента K_1

Характер нагрузки	K_1
Нагрузка с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150 %	1,0
Нагрузка с сильными ударами и вибрацией, перегрузка до 300 %	1,8

Таблица I7

Значение коэффициента K_2

d_1/d или D/D_1	Для валов D/d			Для корпуса Для всех подшипников
	$\leq 1,5$	1,5 ... 2,0	2 ... 3	
- до 0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
Св. 0,4 до 0,7	1,2	1,4	1,6	1,0
" 0,7 " 0,8	1,5	1,7	2,0	1,4
" 0,8 -	2,0	2,3	3,0	1,8

 d и D - соответственно диаметры отверстия и наружной поверхности подшипника; d_1 - диаметр отверстия полого вала; D_1 - диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

Таблица I8

Значение коэффициента K_3

$F_a / F_r \cdot \operatorname{ctg} \beta$	K_3
- До 0,2	1,0
Св. 0,2 до 0,4	1,2
" 0,4 до 0,6	1,4
" 0,6 " 1,0	1,6
" 1,0 -	2,0

Таблица I9

Поля допусков валов и отверстий в корпусах, сопрягаемых с кольцами подшипников при циркуляционном нагружении

Диаметр d отверстия внутреннего кольца под- шипника, мм		Допускаемые значения P_{Fr} , Н/мм							
		При посадке на вал внутреннего кольца подшипника класса точности							
		0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4
Свыше	До	<i>js</i> 6	<i>js</i> 5	<i>k</i> 6	<i>k</i> 5	<i>m</i> 6	<i>m</i> 5	<i>n</i> 6	<i>n</i> 5
18	80	до 300		300 - 1400		1400 - 1600		1600 - 3000	
80	180	до 600		600 - 2000		2000 - 2500		2500 - 4000	
180	360	до 700		700 - 3000		3000 - 3500		3500 - 6000	
360	630	до 900		900 - 3500		3500 - 4500		4500 - 8000	
Диаметр D наружной по- верхности наружного кольца под- шипника, мм		При посадке в корпус наружного кольца подшипника класса точности							
		0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4
		<i>k</i> 7	<i>k</i> 6	<i>M</i> 7	<i>M</i> 6	<i>N</i> 7	<i>N</i> 6	<i>P</i> 7	<i>P</i> 6
50	180	до 800		800 - 1000		1000 - 1300		1300 - 2500	
180	360	до 1000		1000 - 1500		1500 - 2000		2000 - 3300	
360	630	до 1200		1200 - 2000		2000 - 2600		2600 - 4000	
630	1600	до 1600		1600 - 2500		2500 - 3500		3500 - 5500	

Таблица 20

Ряд числовых значений допусков круглости и профиля
продольного сечения, мкм (по СТ СЭВ 636-77)

0,1	0,12	0,16	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80
I	I,2	I,6	2,0	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800
1000	1200	1600	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000
10000	12000	16000	-	-	-	-	-	-	-

Таблица 21

Шероховатость посадочных поверхностей
валов и корпусов

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Номинальные диаметры, мм	
		До 80	Св. 80 до 500
		Наибольшие допускаемые значения R_a , мкм	
Валов	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6, 5 и 4	0,63	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5	2,5
	6, 5 и 4	1,25	2,5

Таблица 22

Допуски и размеры, координирующие
расположение полей допусков гладких калибров, мкм

Квали- теты изде- лий	Обоз- наче- ния	Интервалы размеров, мм							Допуск формы калиб- ра
		свыше 6 до 10	свыше 10 до 18	свыше 18 до 30	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 180	
IT6	z, z_1	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	IT1 IT2
	y, y_1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	
	H, H_1	2	2,5	3	3,5	4	5	6	
	h, h_1	1,5	2	2	2,5	3	4	5	
	h_1	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	
IT7	z, z_1	2	2,5	3	3,5	4	5	6	IT2
	y, y_1	1,5	2	3	3	4	5	6	
	H, H_1	2,5	3	4	4	5	6	8	
IT8	z, z_1	3	4	5	6	7	8	9	IT2 IT3
	y, y_1	3	4	4	5	5	6	6	
	H, H_1	2,5	3	4	4	5	6	8	
	h_1	4	5	6	7	8	10	12	
IT9	z, z_1	7	8	9	11	13	15	18	IT2 IT3
	y, y_1	0	0	0	0	0	0	0	
	H, H_1	2,5	3	4	4	5	6	8	
	h_1	4	5	6	7	8	10	12	
IT10	z, z_1	7	8	9	11	13	15	18	IT2 IT3
	y, y_1	0	0	0	0	0	0	0	
	H, H_1	2,5	3	4	4	5	6	8	
	h_1	4	5	6	7	8	10	12	
IT11	z, z_1	14	16	19	22	25	28	32	IT4
	y, y_1	0	0	0	0	0	0	0	
	H, H_1	6	8	9	11	13	15	18	
IT12	z, z_1	14	16	19	22	25	28	32	IT4
	y, y_1	0	0	0	0	0	0	0	
	H, H_1	6	8	9	11	13	15	18	

1. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Седотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. - М.: Машиностроение, 1987. - 252 с.
2. Зябрева Н.Н., Перельман Е.И., Шегал М.Я. Пособие к решению задач по курсу ВСТИ. - М.: Высшая школа, 1977. - 204 с.
3. Якушев А.И., Бекелукова Е.Ф., Плуталов В.Н. Допуски и посадки ЕСДП СЭВ для гладких цилиндрических деталей. Расчет и выбор. - М.: Издательство стандартов, 1978. - 204 с.
4. Нарышкин В.Н., Коросташевский Р.В. Подшипники качения. Справочник-каталог. - М.: Машиностроение, 1984. - 278 с.
5. Справочник контролера машиностроительного завода / Под ред. Якушева А.И. - М.: Машиностроение, 1980. - 527 с.
Стандарты:
6. ГОСТ 25346-82. Единая система допусков и посадок СЭВ. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. - М.: Издательство стандартов, 1982. - 29 с.
7. ГОСТ 25347-82. Единая система допусков и посадок СЭВ. Поля допусков и рекомендуемые посадки. - М.: Издательство стандартов, 1982. - 51 с.
8. СТ СЭВ 157-75. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски. - М.: Издательство стандартов, 1977. - II с.
9. СТ СЭВ 301-76. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения. - М.: Издательство стандартов, 1977. - II2 с.
10. СТ СЭВ 368-76. Единая система конструкторской документации СЭВ. Допуски формы и расположения поверхностей. Указание на чертежах. - М.: Издательство стандартов, 1977. - I9 с.
11. СТ СЭВ 638-77. Основные нормы взаимозаменяемости. Шероховатость поверхности. Основные параметры и числовые значения. - М.: Издательство стандартов, 1978. - 24 с.

Предисловие.....	3
I. Методика определения предельных отклонений и построения полей допусков размеров	3
2. Посадки и расчет их числовых характеристик	9
3. Рекомендации по применению посадок ИСО	15
4. Посадки подшипников качения и методика их выбора	17
5. Расчет исполнительных размеров рабочих калибров	24
Список литературы.....	27
Приложение	46

Редакция заказной литературы

Нина Николаевна Зябрева

Людмила Александровна Лобанова

Виктор Никифорович Плуталов

Методические указания
к выполнению расчетно-графических работ по МВС

Заведующая редакцией Н.Г.Ковалевская

Редактор С.А.Филиппова

Корректор Л.И.Малютина

Подписано в печать 06.03.97. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 2.

Печ.л. 3,0. Усл.печ.л. 2,79. Уч.-изд.л. 2,61. Тираж 1000 экз.

Изд. № 112. Заказ 117 С 38

Издательство МГТУ им.Н.Э.Баумана,

типография МГТУ им.Н.Э.Баумана.

105005, Москва, 2-я Бауманская, 5.