



ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО РЫБОЛОВСТВУ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Калининградский государственный технический университет»

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

С.В. ФЕДИН

**ВОПРОСЫ
ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН
МЕХАНИЗМОВ СУДОВ**

Учебное пособие

по дисциплине «Метрология, стандартизация,
сертификация, взаимозаменяемость»

для курсантов и студентов специальностей

26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок»,

26.05.07 «Эксплуатация судового электрооборудования
и средств автоматики»,

16.03.03 «Холодильная, криогенная техника,
кондиционирование и системы жизнеобеспечения»,

23.03.03 «Автомобили и автомобильное хозяйство»

всех форм обучения

Калининград

Издательство БГАРФ

2020

БГАРФ

УДК 629.5-2(075)

Федин, С.В. Вопросы взаимозаменяемости деталей машин механизмов судов: учебное пособие / С.В. Федин. – Калининград: Изд-во БГАРФ, 2020. – 110 с.

Учебное пособие рекомендовано студентам и курсантам, изучающим и решающим проблемы эксплуатации, планово-предупредительного и капитального ремонтов деталей машин механизмов судов, прочих транспортно-технологических систем.

В пособии рассмотрены вопросы: ЕСДП (Единая система допусков и посадок); расчёта и обоснованности назначения посадок по заданным значениям зазоров и натягов; технологической взаимозаменяемости резьб, зубчатых колёс, шлицевых соединений, подшипников качения, угловых соединений; размерной цепи.

Перечень и глубина рассмотрения вопросов соответствуют программам курсов «Взаимозаменяемость и технические измерения», «Судовой ремонт», «Восстановление деталей машин судов».

По ходу изложения материала теоретические вопросы проиллюстрированы эскизами, таблицами, графиками, числовыми примерами, что позволяет лучше усвоить и применить теоретический материал учебного пособия.

Ил. 24, библиогр. – 13 назв., прилож. 3.

Учебное пособие рассмотрено и одобрено кафедрой ИМиТМ БГАРФ 29 сентября 2020 г., протокол № 1.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота.

Рецензенты: **С.И. Клепиков**, д-р техн. наук, профессор кафедры «Технологическая информатика и информационные системы» Тихоокеанского государственного университета (ТОГУ);
А.Г. Ивахненко, д-р техн. наук, профессор кафедры «Стандартизация, метрология, управление качеством, технология и дизайн» Юго-Западного государственного университета (ЮЗГУ)

ISBN 978-5-7481-0456-2

© БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ», 2020

БГАРФ

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ. ОСНОВНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ДЕТАЛЕЙ МАШИН	4
1. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ	5
1.1. Взаимозаменяемость	5
1.2. Единая система допусков и посадок (ЕСДП)	6
1.3. Принципы построения ЕСДП	9
1.4. Выбор допусков и посадок	13
1.5. Размерные цепи. Термины и определения	19
1.6. Гарантированный запас работоспособности машин	51
1.7. Точность изготовления деталей машин	54
2. ТИПОВЫЕ ДЕТАЛИ МАШИН	55
2.1. Резьбовые соединения	55
2.2. Подшипники качения	64
2.3. Зубчатые передачи	75
2.4. Шлицевые соединения	87
2.5. Угловые соединения	95
3. ПРИЛОЖЕНИЯ	100
3.1. Отклонения формы и расположения поверхностей	100
3.2. Твёрдость поверхностного слоя	102
3.3. Шероховатость поверхности	103
4. СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ И НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИХ ДОКУМЕНТОВ	110

ВВЕДЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Технологические показатели качества – это количественные характеристики, оценивающие установленные технические требования. К этим показателям нужно отнести:

- *допуски размеров;*
- *допуски формы;*
- *допуски расположения;*
- *допуски суммарные;*
- *показатели качества поверхностного слоя (ПКПС).*

Допуски размеров – это предельные отклонения от номинального размера, в пределах которых должен находиться действительный размер.

Допуски формы – это отклонения формы данной детали, отклонения от: круглости (*частные случаи отклонения от круглости – овальность и огранка*); цилиндричности (*частные случаи отклонения от цилиндричности – конусообразность, седлообразность, бочкообразность*); прямолинейности; плоскостности; профиля продольного сечения.

Допуски расположения – это отклонения взаимного расположения поверхностей относительно друг друга или технологической базы. Это допуски: параллельности, перпендикулярности, наклона, соосности, симметричности, позиционный, пересечения осей.

Допуски суммарные – это совмещённые допуски формы и допуски расположения. Это допуски: радиального биения, торцового биения, полного радиального биения, полного торцового биения, биения в заданном направлении; формы заданного профиля, формы заданной поверхности.

* Термин *допуск* и термин *отклонение* следует понимать однозначно, как имеющие одинаковое толкование.

Показатели качества поверхностного слоя (ПКПС). К ним можно отнести – отклонение формы первого рода, т.е. шероховатость поверхности, твёрдость поверхности, структуру поверхности, химический состав.

1. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

1.1. Взаимозаменяемость

Взаимозаменяемость – это свойство деталей, изготовленных независимо друг от друга обеспечивать у машин, в условиях без пригоночной и без регулировочной сборки, работоспособное состояние и надёжность.

Работоспособное состояние – состояние изделия, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствует установленным техническим требованиям на изделие.

Надёжность – способность изделия сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, определённых требованиями технического регламента, т. е. способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях эксплуатации при техническом обслуживании и ремонте, хранении, транспортировании.

Следовательно, для полной взаимозаменяемости необходимы одинаковые свойства у всей совокупности изготовленных деталей – геометрические, физико-механические (химический состав, твёрдость, структура материала и т. п.), чаще её называют функциональной взаимозаменяемостью.

Предметом функциональной взаимозаменяемости являются эксплуатационные показатели изделия и функциональные параметры, определяющие эти показатели. Функциональные параметры – это параметры, которые влияют на эксплуатационные показатели изделий или служебные функции их сборочных единиц или деталей.

При проектировании необходимо выявлять функциональные параметры, затем аналитически и экспериментально установить степень их влияния и отклонений на эксплуатационные показатели. При функциональной взаимозаменяемости на стадии проектирования ставится задача по созданию запаса точности.

Преимущества изготовления изделия при функциональной взаимозаменяемости:

1. Упрощаются, ускоряются, удешевляются проектные и конструкторские работы по созданию новых машин, так как конфигурация (схема), точность, технические требования основных элементов машин стандартизованы.

2. Упрощается и удешевляется изготовление машин в результате регламентирования точности заготовок на всех стадиях изготовления и восстановления изделия.

3. Удешевляется эксплуатация машин за счёт ускорения ремонта и повышения его качества.

Взаимозаменяемость бывает полная и неполная. При неполной взаимозаменяемости допускаются: групповой подбор деталей в отдельных сопряжениях, компенсаторы, регулирование некоторых частей с их последующей фиксацией, пригонка, для обеспечения качественной сборки изделия.

Также различают взаимозаменяемости *внешнюю и внутреннюю*. Под *внешней взаимозаменяемостью* понимают **взаимозаменяемость** готовых комплектующих изделий (агрегаты, арматура запорная, приборы, подшипники и т. п.), под *внутренней взаимозаменяемостью* – замену отдельных деталей, сборочных единиц внутри каждого изделия (поршневые кольца, пальцы, стопорные кольца и т. д.).

Размерная взаимозаменяемость – является составляющей функциональной взаимозаменяемости, так как предусматривает необходимую точность линейных и угловых размеров, а также допустимую погрешность формы и расположения поверхностей деталей.

Точность изготовления – степень соответствия изготовленной детали проектной, заданной по чертежу или требованиями технического регламента.

Впервые в России взаимозаменяемое производство в машиностроении было налажено в 1761 г. на Тульском оружейном заводе и позднее, через несколько лет, на Ижевском машиностроительном заводе, при массовом производстве ружей.

1.2. Единая система допусков и посадок (ЕСДП)

Все детали имеют определенные размеры, которые делятся на *свободные*, по которым деталь не контактирует с другими деталями и *сопрягаемые*, которые, контактируя с другими размерами, образуют какие-либо соединения (подвижные и неподвижные). Именно сопрягаемые размеры важны для обеспечения взаимозаменяемости.

Номинальный размер – размер, от которого исходят при назначении отклонений.

Предельные размеры – размеры, ограниченные отклонениями, в пределах которых должен находиться *действительный размер*.

Действительный размер – размер, полученный в результате измерения с какой то погрешностью.

Допуск T , (от лат. Tolerance – допуск) – разность между наибольшим и наименьшим размером или абсолютная алгебраическая разность между верхним и нижним отклонением. Допуск характеризует точность параметра.

Отклонение – алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами.

ГОСТ 25346-2013 устанавливает **понятия проходного и непроходного пределов размера.**

Проходной предел – термин, применяемый к тому из двух предельных размеров, который соответствует максимальному количеству материала, а именно: верхнему пределу для вала и нижнему пределу для отверстия (при применении предельных калибров речь идёт о предельном размере, проверяемом проходным калибром).

Непроходной предел – термин, применяемый к тому из двух предельных размеров, который соответствует минимальному количеству материала, а именно: нижнему пределу для вала и верхнему пределу для отверстия (при применении предельных калибров речь идёт о предельном размере, проверяемом непроходным калибром).

В зависимости от расположения относительно нулевой линии (номинального размера) отклонения могут быть **положительные** и **отрицательные.**

Допуск знака плюс/минус не имеет.

$$D_{max} = D + ES, \quad d_{max} = d + es;$$

$$D_{min} = D + EI, \quad d_{min} = d + ei;$$

$$T_d = d_{max} - d_{min} = es - ei,$$

$$T_D = D_{max} - D_{min} = ES - EI.$$

Поле допуска – многообразие размеров, которое можно получить в процессе изготовления, находящееся в границах данного допуска и отражающее его положение относительно нулевой линии.

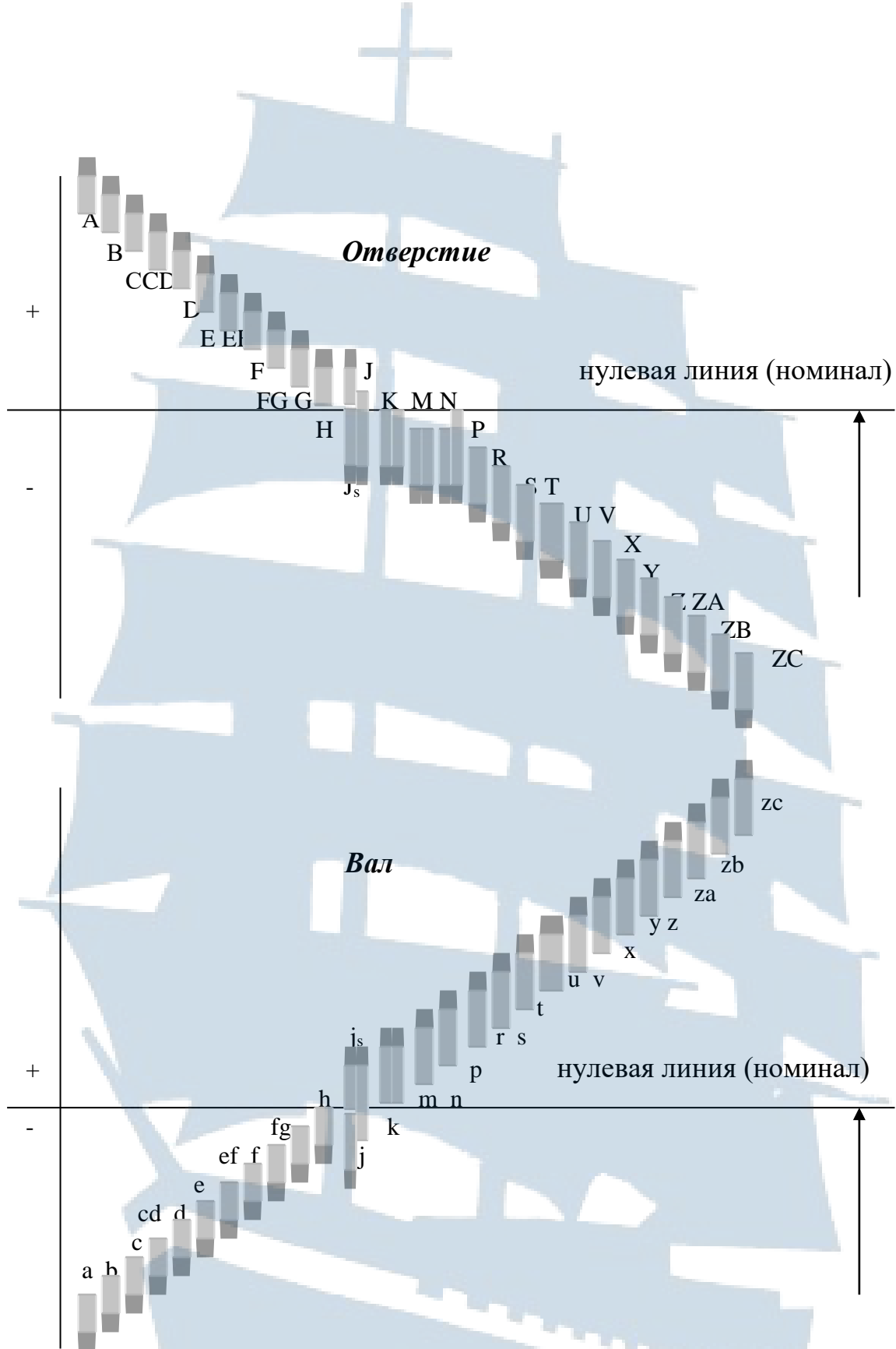


Рис. 1. Относительные положения полей допусков

Посадка – характер соединения деталей (с зазором, с натягом, переходная). Характер соединения обусловлен расположением допусков относительно нулевой линии и их числовыми значениями.

Посадка с зазором (поле допуска вала находится ниже поля допуска отверстия):

$$S_{max} = D_{max} - d_{min}; S_{min} = D_{min} - d_{max}; S_m = (S_{max} + S_{min}) / 2 .$$

Посадка с натягом (поле допуска вала находится над полем допуска отверстия):

$$N_{max} = d_{max} - D_{min}; N_{min} = d_{min} - D_{max}; N_m = (N_{max} - N_{min}) / 2 .$$

Переходная посадка (поле допуска вала перекрывает частично или полностью поле допуска отверстия).

Допуск посадки – разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми зазорами в посадках с зазором **TS** или наибольшим и наименьшим допускаемыми натягами **TN**:

$$TS = S_{max} - S_{min}; TN = N_{max} - N_{min} .$$

В переходной посадке допуск посадки – сумма наибольшего натяга и наибольшего зазора, взятых по абсолютному значению:

$$TS, N = T_{noc} = S_{max} + N_{max} = TD + Td .$$

1.3. Принципы построения ЕСДП

Единая система допусков и посадок – это совокупность рядов допусков и посадок, построенных закономерно на основе опыта, теоретических, экспериментальных исследований и оформленных в стандарты. Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых деталей машин. Она даёт возможность стандартизовать режущие и мерительные инструменты (калибры), облегчает конструирование, производство и достижение взаимозаменяемости деталей.

В настоящее время большинство стран применяет ЕСДП по ИСО. Страны-члены СЭВ ещё в 1972 г. перешли на ЕСДП и основные нормы взаимозаменяемости, которые базируются на стандартах и рекомендациях ИСО. Основные нормы взаимозаменяемости включают системы допусков и посадок (далее по тексту ДП) на конические, резьбовые поверхности, зубчатые передачи, шлицевые и пр.

Существуют посадки в системе отверстия (СА) и системе вала (СВ).

Посадки в СА – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием. Его обозначают – **H**. Это значит, что зазоры и натяги регулируются размерами вала при неизменном размере отверстия.

Основное отверстие – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю, $EI = 0$ (рис. 2).

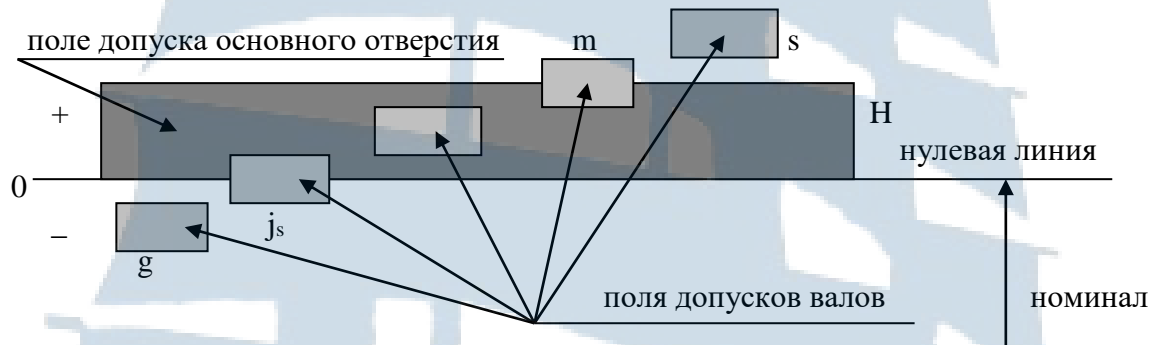


Рис. 2. Система отверстия

Посадки в СВ – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом. Его обозначают **h**. Это значит, что зазоры и натяги регулируются размерами отверстия при неизменном размере вала.

Основной вал – вал, верхнее отклонение которого равно нулю, $es = 0$ (рис. 3).

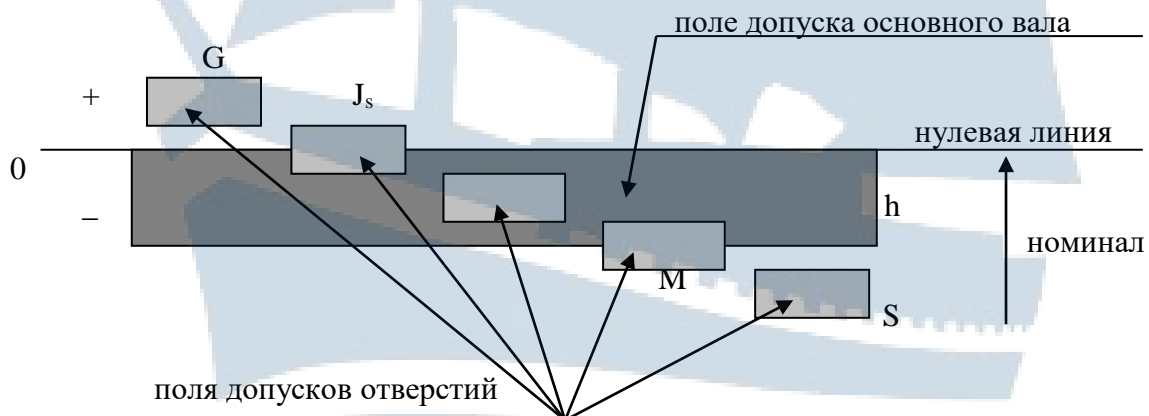


Рис. 3. Система вала

Такую систему допусков называют односторонней предельной. Характер посадок в СВ и в СА примерно одинаков. Выбор посадки в различных системах СА или СВ определяется конструктивными, технологическими, экономическими соображениями.

При одинаковой точности обработки отверстия и вала, для обработки отверстия требуется большая номенклатура инструмента, следовательно, затраты на изготовление отверстия выше, чем затраты на изготовление вала. Поэтому, как правило, используется СА.

Для построения систем допусков устанавливают единицу допуска i (I), которая, отражая влияние технологических, конструкторских и метрологических факторов, выражает зависимость допуска от номинального размера, ограниченного допуском, и является мерой точности:

– для размеров до 500 мм $i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D$ (второй член уравнения учитывает погрешность измерения);

– для размеров свыше 500 мм до 10000 мм $i = 0,004D + 2,1$;

где D – среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала, $D = \sqrt{D_{\min} D_{\max}}$, мм.

Допуск для любого качества определяется по формуле $T = ki$, где k – число единиц допуска, зависящее от качества и не зависящее от номинального размера; $i(I)$ – единица допуска, мкм, зависящая от номинального размера.

Детали различного назначения изготавливают с различной точностью. Для нормирования требуемых уровней точности установлены качества точности изготовления деталей (степени точности).

Квалитет (степень точности) – ступень градации значений допусков системы. Под этим понимают совокупность допусков, характеризующихся постоянной относительной точностью (определяемой коэф. k) для всех номиналов данного диапазона. Точность в пределах одного качества зависит только от номинала. В ЕСДП установлено 20 квалитетов: 01, 0, 1, 2, 3, ..., 18 (обозначаются в порядке убывания точности). Выше приведённые формулы предназначены для определения допусков квалитетов 5 – 18.

Число единиц допуска a для этих квалитетов соответственно равно: 7, 10, 16, 25, 40, 64, 100, 160, 250, 400, 640, 1000, 1600, 2500. Значения k для квалитетов 6 и грубее образуют геометрическую прогрессию со знаменателем $\phi = 1,6$. Это значит, что при переходе к соседнему, более грубому, качеству – допуск возрастает на 60 %. Через каждые пять квалитетов допуски увеличиваются в 10 раз.

Для каждого из квалитетов 01, 0, 1, 2, 3, 4 в ГОСТ 25346–2013 приведены формулы расчёта допусков.

Таблица 1

Квалитет	01	0	1	2	3	4
Обознач. допуска	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4
Формула допуска	$0,3+0,008D$	$0,5+0,012D$	$0,8+0,02D$	2,7	3,7	5

Необходимо сказать, что **ЕСДП** установлена для деталей с нормальной температурой, т. е. +293 °К или +20 °С. Погрешность измерения, вызванную отклонениями от нормальной температуры и разностью коэффициента линейного расширения детали и **СИ**, определяют по формуле:

$$\Delta l \approx l(\alpha_1 \Delta t_1 \pm \alpha_2 \Delta t_2),$$

где l – измеряемый размер, мм;

α – коэффициент линейного расширения детали 1 и средства измерения 2;

Δt – разность между температурой соответственно детали 1 и СИ 2 и нормальной температурой, °С. Подсчитанную погрешность можно внести в качестве поправки к результату измерения с противоположным знаком.

Здесь необходимо учитывать, что при определении знака \pm температуры для формулы, нулевой линией является температура 20 °С.

Пример. При контроле размера 250 мм изделия, изготовленного из стали 30ХГСА ГОСТ 4543-71 (коэффициент линейного расширения $\alpha = 12 \times 10^{-6}, \frac{1}{^\circ\text{C}}$), гладким калибром, изготовленным из хромомарганцовистой стали 30ХГТ ГОСТ 4543-71 (коэффициент линейного расширения $\alpha = 10 \times 10^{-6}, \frac{1}{^\circ\text{C}}$) при температуре изделия 24 °С и температуре калибра 18 °С, будем иметь погрешность:

$$\Delta l \approx 250 \times (12 \times 10^{-6} \times (+4) - 10 \times 10^{-6} \times (-2)) \approx 0,017 \text{ мм.}$$

Числовые значения единиц допуска

D, mm	До 3	Св.3 до 6	Св.6 до 10	Св.10 до 18	Св.18 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до 120	Св.120 до 180	Св.180 до 250	Св.250 до 315	Св.315 до 400	Св.400 до 500
i, mm	0,6	0,75	0,9	1,1	1,3	1,6	1,9	2,2	2,5	2,9	3,2	3,6	4,0
$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D$													
D, mm	Св.500 до 630	Св.630 до 800	Св.800 до 1000	Св.1000 до 1250	Св.1250 до 1600	Св.1600 до 2000	Св.2000 до 2500	Св.2500 до 3150					
i, mm	4,4	5,0	5,6	6,6	7,8	9,2	11	13,5					
$I = 0,004D + 2,1$													

1.4. Выбор допусков и посадок

В настоящее время применяют *три метода* выбора допусков и посадок.

1. **Метод прецедентов или аналогов** – суть его в том, что инженер отыскивает в однотипных машинах, ранее сконструированных и находящихся в эксплуатации, случаи применения сборочной единицы, подобной проектируемой, и назначает такие же или аналогичные допуски и посадки.

2. **Метод подобия** по существу является развитием метода прецедентов. Он возник в результате классификации деталей машин по конструктивным и эксплуатационным признакам и выпуска справочников с примерами применения посадок. Для этого нужно установить аналогию конструктивных признаков и условий эксплуатации проектируемой единицы с признаками, указанными в справочниках. Однако в указанных материалах показатели классифицируют общими выражениями, не отражающими количественных значений, что затруд-

няет выбор. Общим недостатком этого метода является сложность определения признаков однотипности и подобия, и как следствие возможность применения ошибочных допусков и посадок.

3. **Расчётный метод** является обоснованным методом выбора допусков и посадок. Выбирая этим методом квалитеты (степени точности), допуски и посадки при проектировании машин, стремятся удовлетворить эксплуатационно–конструктивные требования к машинам.

Расчётный метод по предельным значениям

Метод основан на том, что предельные значения параметров $S(N)_{\min}$ и $S(N)_{\max}$, которые необходимо обеспечить, получены при расчёте. В отдельных случаях указанные параметры устанавливаются экспериментально.

Для ориентировки сначала следует определить средний квалитет искомой посадки. Число единиц допуска посадки (приходящееся на обе детали соединения):

$$k_{noc} = T_{noc} / i ,$$

где $T_{noc} = S_{\max} - S_{\min} = N_{\max} - N_{\min}$, i – число единиц допуска T .

В зависимости от значения k_{noc} можно сделать следующие выводы:

1. При $k_{noc} = 25 \dots 80$ квалитет соединения оказывается экономически приемлемым для большинства производств. Сочетание полей допусков следует искать в найденном квалитете или комбинации из двух квалитетов.

Таблица 3

Значения числа единиц допуска детали k в посадке K_{noc} для посадочных квалитетов

IT	5	6	7	8	9	10	11	12
k	7	10	16	25	40	64	100	160
k_{noc}	14	20	32	50	80	128	200	320

2. При $k_{noc} > 80$ (особенно более 200 ед.) соединение получается низкоточным.

3. При $k_{noc} < 25$ (особенно менее 20 ед.) соединение получается особоточным, что не всегда экономически оправдано.

Если точность соединения приемлема, т. е. $k_{noc} \geq 25$, то по ГОСТ 25347-82 подбирают предельные отклонения размеров деталей. Зная квалитет и номинальный размер соединения, подбор посадки удобнее вести по заданному S_{min} , имея в виду, что в СА $S_{min \text{ табл}} = es$, а в СВ $S_{min \text{ табл}} = EI$, т. е. величине основного отклонения сопрягаемой детали. При этом в основных посадках при равенстве квалитетов соединяемых деталей второе отклонение (ei у валов или ES у отверстий) численно равно среднему зазору S_m . Во всех случаях желательно, чтобы $S_{max \text{ табл}}$ оказалось меньше расчётного S_{max} , так как этим создаётся дополнительный запас точности на износ.

Посадки с натягом рекомендуется подбирать либо по максимальному, либо по среднему натягам.

Второй вариант приемлем в тех случаях, когда расчётный допуск натяга получается значительным и не ограничивает конструктора узкими пределами. Посадку по среднему расчётному натягу следует подбирать так, чтобы при экономически приемлемом квалитете деталей наименьший натяг в выбранной посадке оказался заведомо больше, чем наименьший расчётный натяг. Создаваемый за счёт этого запас точности превращается в запас прочности. В посадках с натягом основное отклонение при одинаковой точности деталей равно среднему табличному натягу (в СА $N_m = ei$, а в СВ $N_m = ES$), а второе отклонение es или EI – наибольшему натягу N_{max} , где $N_m = (N_{max} - N_{min}) / 2$ – среднее значение натяга.

При выборе допусков и посадок из нескольких примерно равнозначных вариантов, необходимо руководствоваться следующими правилами:

- в первую очередь следует применять предпочтительные поля допусков и предпочтительные посадки;***
- во вторую очередь нужно применять рекомендуемые поля допусков и посадки;***
- если исчерпаны оба случая, использовать дополнительные;***
- СА является предпочтительной по отношению к СВ.***

При неодинаковой точности сопрягаемых поверхностей точность вала задаётся выше, чем у отверстия, но не выше двух квалитетов.

Стандартные посадки предполагают нормальные длины соединений $L \leq 1,0D$ (при значительной длине сопряжения на его характер начинают влиять погрешности формы второго рода (волнистость) и расположения; для их компенсации следует назначать соседнее более свободное основное отклонение).

Главными причинами применения расчёта посадок по предельным значениям размеров являются простота, удобство, доступность метода, независимость справочных материалов от метода и масштабов производства. Более того, расчёт по предельным размерам приводит к повышению качества соединений за счёт уменьшения реально получающегося допуска посадки и создания запаса точности.

Если имеющаяся предпочтительная посадка не в полной мере обеспечивает расчётные параметры, то в некоторых случаях используют вероятностные методы расчёта, учитывающие характер рассеяния действительных размеров сопрягаемых деталей в пределах их допусков.

При вероятностных расчётах допускается определённый процент выхода параметров соединения за расчётные значения (**обычно 0,27 % при ЗНР, $\varepsilon = 3 \sigma$**). При расчётах посадок особо ответственных деталей этот метод не всегда приемлем. Зато в других случаях, когда не требуется запаса прочности в сопряжении, он позволяет расширить допуски деталей примерно до 30 %, тем самым снизить затраты на производство.

Вероятностный расчётный метод

Интервал между предельными параметрами посадки составляет примерно $8\sigma_{\text{пос}}$, тогда как между вероятными параметрами интервал равен $6\sigma_{\text{пос}}$. На основании этого решаются две задачи.

Первая задача. Известны расчётные параметры. Рассматриваем их как вероятные, в границах которых реально должны получаться посадки при сборке узлов. Для выборов стандартных посадок надо эти расчётные параметры расширить с $6\sigma_{\text{пос}}$ до $8\sigma_{\text{пос}}$, за счёт прибавления к максимальным и вычитания из минимальных значений S и N , значения $1\sigma_{\text{пос}}$.

$$\sigma_{\text{пос}} = 1/6 (S_{\text{max вер}} - S_{\text{min вер}}) = 1/6 (N_{\text{max вер}} - N_{\text{min вер}}). \quad (1)$$

Посадку подбираем по расширенным (табличным) параметрам:

$$\begin{aligned} S_{\text{min табл}} &= S_{\text{min вер}} - \sigma_{\text{пос}}; & N_{\text{min табл}} &= N_{\text{min вер}} - \sigma_{\text{пос}}; \\ S_{\text{max табл}} &= S_{\text{max вер}} + \sigma_{\text{пос}}; & N_{\text{max табл}} &= N_{\text{max вер}} + \sigma_{\text{пос}}. \end{aligned} \quad (2)$$

Пример. В соединении ($d=25\text{мм}$) зазоры по расчёту должны находиться в пределах 70...115 мкм. Принимаем эти значения за вероятные. Тогда по формуле (1) $\sigma_{\text{пос}} = (115 - 70)/6 = 7,5$ мкм, и зазоры

для подбора посадки по формулам (2) будут составлять $S_{\min \text{ табл}} = 62,5 \text{ мкм}$ и $S_{\max \text{ табл}} = 122,5 \text{ мкм}$. Согласно полученным значениям подбираем посадку.

Так как по умолчанию посадка выполнена в системе СА, то по таблицам ГОСТ 25346-2013 выбираем (предпочтительная посадка **H7/e8** выделена утолщённой рамкой).

Для отверстия **H7** по таблицам ГОСТ 25346-2013 $EI=0 \text{ мкм}$ и $ES=+21 \text{ мкм}$.

Для вала **e8** по таблицам ГОСТ 25346-2013, $es = -40 \text{ мкм}$, $ei = -73 \text{ мкм}$.

Строим схему полей допусков вала и отверстия (на ней наглядно видны величины зазоров или натягов). Из схемы видно, что не выдерживается условие $S_{\min \text{ табл}} = 62,5 \text{ мкм}$, не говоря о $S_{\max \text{ табл}} = 122,5$.

Поэтому выбираем поле $d(es = -65 \text{ мкм})$ и квалитет 8 ($ei = -98 \text{ мкм}$), и так посадка для вала **d8**($^{-0,065}_{-0,098}$). Проверяем на схеме.

Но если бы и этот квалитет не подошёл, т. е. не выполнялось бы условие $S_{\min \text{ табл}} = 62,5 \text{ мкм}$ и $S_{\max \text{ табл}} = 122,5$, то выбирали бы значения из более грубых или более точных полей допусков и квалитетов.

Итак, предпочтительная посадка **Ø25H7/d8**($^{+0,021}_{-0,098} \text{ }^{-0,065}$), с зазорами $S_{\min} = 65 \text{ мкм}$ и $S_{\max} = 119 \text{ мкм}$, вполне приемлема.

Без вероятностной проверки назначение посадки было бы необоснованным.

Вторая задача. Имеется стандартная посадка и для неё определены предельные (табличные) значения. Требуется определить, в каких границах будут находиться предельные значения S, N с вероятностью 99,73 %. Тогда:

$$\sigma_{\text{нос}} = 1/8 (S_{\max \text{ табл}} - S_{\min \text{ табл}}) = 1/8 (N_{\max \text{ табл}} - N_{\min \text{ табл}}). \quad (3)$$

Ожидаемые значения вероятных параметров:

$$\begin{aligned} S_{\min \text{ вер}} &= S_{\min \text{ табл}} + \sigma_{\text{нос}}; & N_{\min \text{ вер}} &= N_{\min \text{ табл}} + \sigma_{\text{нос}}; \\ S_{\max \text{ вер}} &= S_{\max \text{ табл}} - \sigma_{\text{нос}}; & N_{\max \text{ вер}} &= N_{\max \text{ табл}} - \sigma_{\text{нос}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Пример. Имеем стандартную посадку **Ø50H7/u7**, деталь с отверстием **Ø50** $^{+0,025}$ собирают с валом **Ø50** $_{+0,070}^{+0,095}$. Предельные натяги (без учёта смятия шероховатостей) составляют, мкм: $N_{\min \text{ табл}} = 45 \text{ мкм}$, $N_{\max \text{ табл}} = 95 \text{ мкм}$. Среднеквадратичное отклонение поса-

дочного, согласно формуле (3), $\sigma_{\text{нос}} = 50/8 \approx 6$ мкм. Тогда вероятные натяги, согласно формуле (4), окажутся, с вероятностью 99,73 %, в более узких пределах – от $N_{\text{min вер}} = 51$ мкм до $N_{\text{max вер}} = 84$ мкм.

При силовой и температурной сборках расчётные значения натягов необходимо корректировать в сторону увеличения из-за смятия шероховатости на контактирующих поверхностях. Значение смятия на каждой поверхности можно принять равным **0,6 Rz** или параметр **Ra** этого же класса. Корректировать следует как максимальный, так и минимальный натяги. В результате натяг для подбора по таблицам ГОСТ 25347-2013 составит:

$$N_{\text{min табл}} = N_{\text{min}} + 1,2 (Rz_D + Rz_d) \text{ и } N_{\text{max табл}} = N_{\text{max}} + 1,2 (Rz_D + Rz_d).$$

Подбор посадок по стандартам под заданные параметры, как правило, проблем не вызывает. Но составление вариантов примерно равнозначных комбинированных посадок процесс достаточно трудоёмкий.

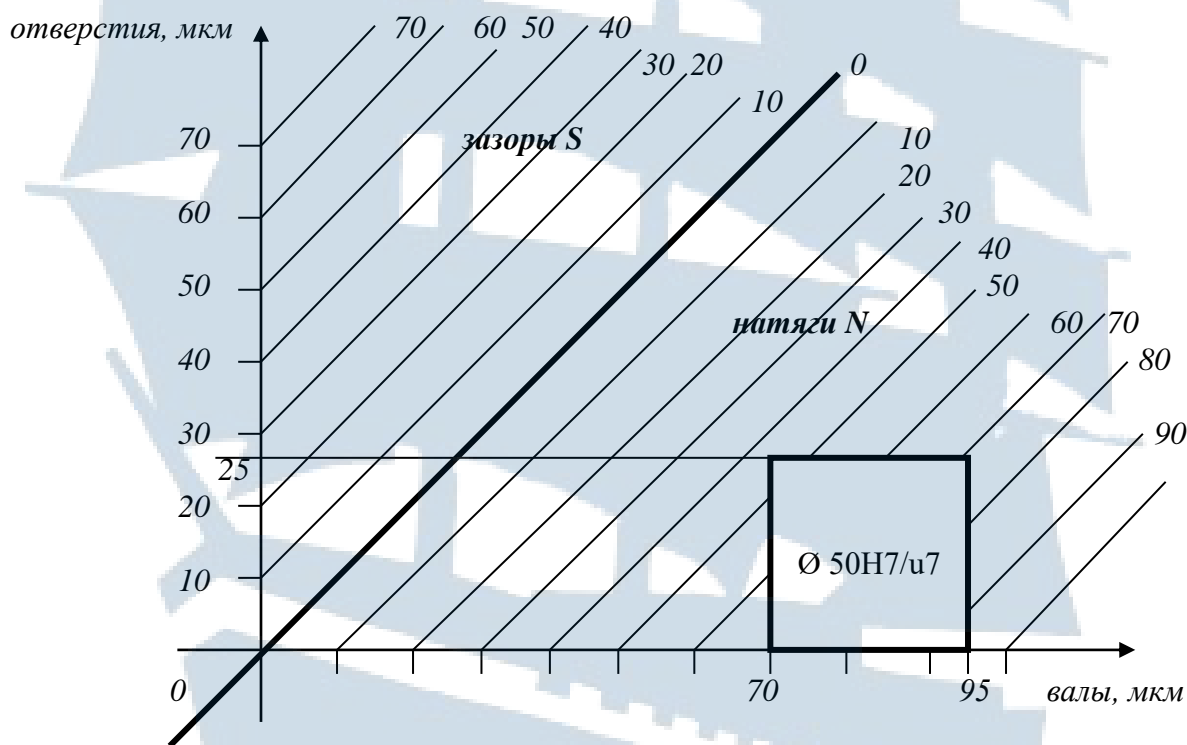


Рис. 4. Подбор посадки $\text{Ø}50\text{H}7/\text{u}7$ по методу ЗЫКОВА А.А.

Для повышения надёжности и точности машин необходимо максимально приблизить действительные размеры детали к расчётным. Но такие конструктивные требования ограничены технологическими возможностями изготовления и контроля, а также экономиче-

ской целесообразностью, так как достижение расчётных параметров ведёт к значительному увеличению трудоёмкости, стоимости изготовления и контроля деталей.

По мере уменьшения допуска увеличивается вероятность повышения брака, но обеспечивается качественная сборка из годных деталей и, следовательно, долговечность машины. Поэтому перед конструкторами, технологами, метрологами всегда стоит задача, заключающаяся в разрешении противоречий между эксплуатационными требованиями и технологическими возможностями.

1.5. Размерные цепи. Термины и определения

Сборка без пригонки не может быть обеспечена только за счёт взаимозаменяемости деталей в отдельных сопряжениях. Она будет достигнута при одновременном выполнении, заданных на сборочные единицы или изделие в целом, технических требований. Например – это осевые и радиальные зазоры в КПП и т. д.

Обеспечение точностных технических требований достигается выявлением и расчётом *размерных цепей*, далее по тексту РЦ (ГОСТ 16319-80, ГОСТ 16320-80).

Размерная цепь – совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур. Задачей могут являться:

- обеспечение точности при конструировании изделия (конструкторская РЦ);
- обеспечение точности при изготовлении ДМ (технологическая РЦ);
- измерение величин, характеризующих точность изделия (измерительная РЦ).

Звенья – размеры, образующие цепь. Звенья разделяются на – замыкающие и составляющие.

В зависимости от вида звеньев различают линейные размерные (звенья – линейные размеры), угловые (звенья – угловые размеры) и смешанные цепи. В зависимости от расположения – плоские и пространственные.

Звенья каждой линейной РЦ обозначают прописной буквой русского алфавита с числовым индексом, угловой РЦ – строчной буквой греческого алфавита с цифровым индексом. Отдельные звенья РЦ могут иметь номиналы, равные нулю (различные биения, соосности, параллельности и

пр.). РЦ состоит из составляющих звеньев и одного замыкающего. Все составляющие звенья функционально связаны с замыкающим.

Замыкающее звено (A_{Δ}) – это звено размерной цепи, которое является исходным при постановке задачи или получается последним в результате её решения, $\leftarrow - -$ – обозначение на схеме. Размер замыкающего звена в процессе обработки или сборки является следствием обеспечения заданной точности каждого из составляющих звеньев. Следовательно, замыкающее звено РЦ является самым неточным, так как его погрешность суммируется из погрешностей звеньев, составляющих РЦ. Поэтому при проектировании нужно стремиться к минимально возможному количеству звеньев в РЦ.

Составляющие звенья (A_i, B_i, \dots) – разделяются на *увеличивающие* и *уменьшающие*.

Увеличивающие – с увеличением их замыкающее звено увеличивается; \longrightarrow – обозначение на схеме.

Уменьшающие – с увеличением их замыкающее звено уменьшается; \longleftarrow – обозначение на схеме.

На чертеже не допускаются замкнутые РЦ: один из размеров должен быть опущен либо указан как справочный (справочный размер обозначается справа вверху от размера индексом звёздочка – *), он и будет замыкающим.

Размеры обычного цилиндрического соединения рис. 5 по существу образуют 3-звенную РЦ, в которой номиналом замыкающего звена является либо зазор, либо натяг, либо он может оказаться равным нулю. Диаметр отверстия в данном случае будет являться увеличивающим размером, а диаметр вала – уменьшающим.

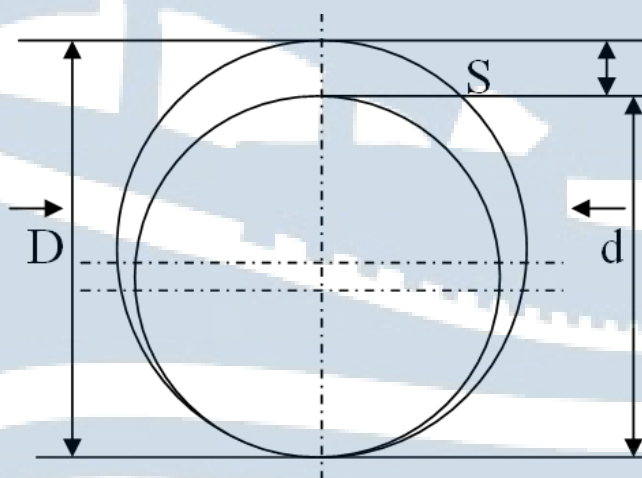


Рис. 5

Более сложные РЦ образуют механизмы КПП и прочие редукторы, представленные на рис. 6.

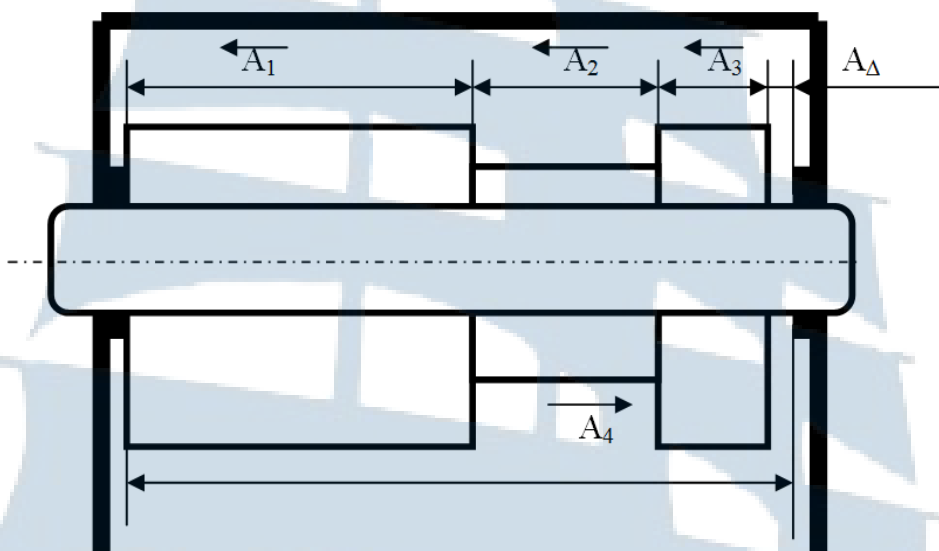


Рис. 6

Выявленные РЦ часто не достаточно наглядны, поскольку размеры звеньев могут быть разбросаны по чертежу на разных размерах и сечениях. Поэтому для удобства решения составляют схему размерной цепи – это безмасштабное графическое изображение.

Для безошибочного определения увеличивающих и уменьшающих звеньев над буквенным обозначением замыкающего звена рекомендуется ставить штриховую стрелку влево, а затем над всеми составляющими звеньями стрелки проставляют так, как если бы они показывали принятое направление движения в замкнутом контуре цепи потока какой либо среды. Звенья, направление стрелок которых совпадает с направлением стрелки замыкающего звена (влево), являются уменьшающими; звенья со стрелками, направленными в противоположную сторону (вправо), являются увеличивающими.

Звеном размерной цепи может быть не только размер, т. е. расстояние между двумя линиями, точками, плоскостями, но и эксцентриситет в поперечном сечении, несоосность, непараллельность и другие отклонения формы. Отклонения формы и расположения вводят в РЦ как звено, имеющее номинальный размер равный нулю, и симметричные отклонения. Этот размер может вводиться в РЦ как увеличивающее, так и уменьшающее звено (на результат это не влияет).

Размерные цепи используют для решения двух типов задач: *прямой и обратной*.

Обратная задача (тип 1-й) заключается в определении номинала и предельных отклонений замыкающего звена по известным номиналам и предельным отклонениям составляющих звеньев. Обратная задача позволяет проверить правильность решения прямой задачи.

Прямая задача (тип 2-й) заключается в назначении номиналов и полей допусков составляющих звеньев по известным (заданным) предельным размерам замыкающего звена. Номиналы составляющих звеньев, как правило, назначают предварительно на основе расчётов или из конструктивных соображений. Прямые задачи типичны при решении конструкторских РЦ. Основное требование при решении задач РЦ – назначаемые допуски должны быть технологически выполнимы.

Размерные цепи можно решать несколькими методами (ГОСТ 16320-80):

1. Полной взаимозаменяемости (метод максимума-минимума) – требуемая точность замыкающего звена РЦ достигается у всех без исключения изделий при включении в неё составляющих звеньев без выбора, подборки или какой-либо подгонки.

Метод исходит из предположения, что в одной РЦ одновременно могут оказаться все звенья с предельными значениями, причём в любом из двух наиболее неблагоприятных сочетаний (все увеличивающие звенья с верхними предельными размерами, а уменьшающие – с нижними, или наоборот).

2. Неполной взаимозаменяемости (вероятностный метод) – требуемая точность замыкающего звена РЦ в условиях безпригоночной сборки достигается не у всех изделий, а лишь у достаточно большой заранее обусловленной их части. Этот метод применяют, когда экономически целесообразно назначить более широкие допуски на составляющие звенья, предполагая, что их действительные размеры будут группироваться в более узких пределах по вероятностному закону нормального распределения, и процент риска выхода отклонений замыкающего звена за пределы поля допуска не превысит принятого значения.

3. Пригонки-регулирования – заключается введением в состав РЦ звена-компенсатора. Если для достижения требуемой точности замыкающего звена с компенсатора удаляется или наращивается слой металла (материала), то это метод **пригонки**. Если предусмотрена возможность изменять действительный размер компенсатора без снятия или наращивания слоя металла (материала) подбором заранее изготовленных раздвижных компенсаторов с фиксацией, то это метод **регулирования**.

4. Групповой взаимозаменяемости – точность замыкающего звена достигается за счёт включения в РЦ отдельных составляющих звеньев, предварительно рассортированных по действительным размерам на группы по принципу \pm .

Основное уравнение размерной цепи и способы назначения знаков предельных отклонений

При любом методе решения, кроме метода регулирования, номинальные размеры в РЦ связаны уравнением

$$A_{\Delta} = \sum_1^m A_{i,yв} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{i,yм}, \quad (5)$$

если РЦ состоит из n звеньев, включая замыкающее звено.

Знаки, приписываемые отклонениям, проставляют исходя из того, что они должны быть проставлены в тело детали, т. е. для отверстий **в плюс**, для валов **в минус**. Отклонения могут быть также симметричными ($\pm T/2$), и если отклонение замыкающего звена симметричное, отклонения всех остальных звеньев цепи будут симметричны в подавляющем большинстве случаев.

Если по ходу решения задачи сначала определяется допуск, а затем отклонения, то нужно ввести в расчёт среднее отклонение Δ_0 . Координата середины поля допуска (Δ_0) равна полусумме верхнего и нижнего отклонений.

Метод полной взаимозаменяемости (метод максимума-минимума)

Учитывая уравнение (5), получим для предельных размеров цепи соотношения:

$$A_{\Delta max} = \sum A_{i,yв,max} - \sum A_{i,yм,min}, \quad A_{\Delta min} = \sum A_{i,yв,min} - \sum A_{i,yм,max}. \quad (6)$$

Вычитая почленно из уравнений (6) уравнение (5), получаем уравнения (7), связывающие предельные отклонения.

Эти уравнения гораздо удобнее для расчётов:

$$\Delta_в A_{\Delta} = \sum \Delta_в A_{i,yв} - \sum \Delta_н A_{i,yм}, \quad \Delta_н A_{\Delta} = \sum \Delta_н A_{i,yв} - \sum \Delta_в A_{i,yм}. \quad (7)$$

Вычитая почленно нижние уравнения из верхних получаем уравнение, связывающее допуски в размерной цепи:

$$TA_A = \sum_1^{n-1} TA_i, \quad (8)$$

где в сумму входят все составляющие: как увеличивающие, так и уменьшающие.

Решение задачи первого типа

Решение – по формулам (5, 7, 8).

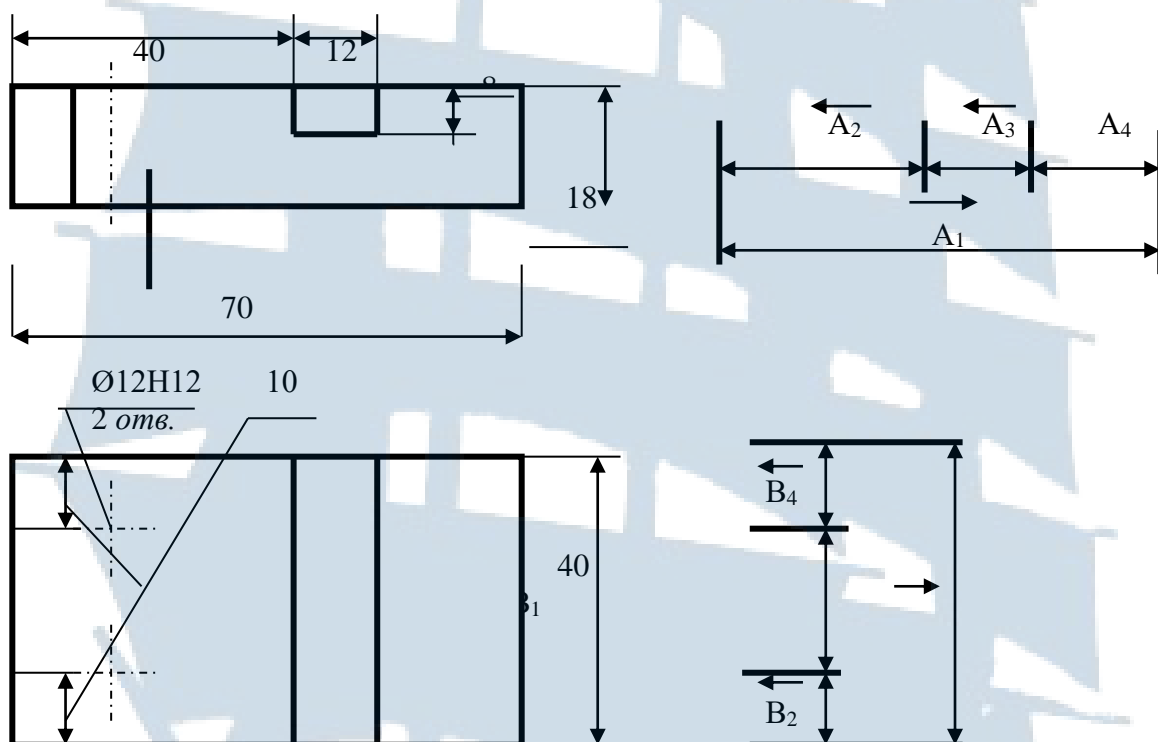


Рис. 7

Пример 1

Рисунок 7. Даны предельные отклонения размеров. Необходимо определить: 1) размер A_4 ; 2) размер B_3 .

Решение. Все определяемые размеры входят в две цепи и являются замыкающими, так как точность обрабатываемых размеров задана.

Первая цепь

Искомый размер A_4 входит в цепь, размеры которой на рисунке, где $A_1 = 70_{-0,4}$; $A_2 = 40_{\pm 0,17}$; $A_3 = 12_{\pm 0,12}$.

По уравнению (5) получим: $A_4 = A_1 - A_2 - A_3 = 70 - 40 - 12 = 18$.
Так как размеры A_1, A_2, A_3 обрабатываются, то замыкающим является $A_4 = A_\Delta$.

По уравнениям (7) получаем (мкм):

$$\Delta_6 A_\Delta = \sum \Delta_6 A_{i_{y6}} - \sum \Delta_n A_{i_{ym}} = 0 - (-170 - 120) = +290;$$

$$\Delta_n A_\Delta = \sum \Delta_n A_{i_{y6}} - \sum \Delta_6 A_{i_{ym}} = -400 - 170 - 120 = -690;$$

$$A_4 = A_\Delta = 18^{+0,29}_{-0,69}.$$

Проверка по уравнению (4): $TA_4 = +290 - (-690) = 980$;

$$\sum TA_i = 400 + 340 + 240 = 980.$$

Вторая цепь

Обрабатываемый размер $B_1 = 40_{-0,34}$.

Центры отверстий размечены на расстоянии:

$$B_2 = B_4 = 10 \pm 0,1;$$

$$B_\Delta = B_3 = 40 - 10 - 10 = 20;$$

$$\Delta_6 B_\Delta = 0 - (-100 - 100) = +200;$$

$$\Delta_n B_\Delta = -340 - 100 - 100 = -540.$$

Следовательно, $B_\Delta = B_3 = 20^{+0,2}_{-0,54}$.

Проверка. $TB_3 = +200 - (-540) = 740$;

$$\sum TB_i = 340 + 200 + 200 = 740.$$

Решение задач второго типа

В задачах этого типа при конструировании назначен допуск замыкающего звена. Требуется назначить технологически выполнимые допуски составляющих размеров.

Применяя метод полной взаимозаменяемости, следует принять, что формулы (6, 8) справедливы, т. е. предельные размеры, предельные отклонения и допуски составляющих размеров должны удовлетворять этим уравнениям.

Решений может быть множество, если не поставить дополнительные условия. Они таковы: нахождение арифметически, путём пропорционального деления допуска замыкающего звена TA_{Δ} , ориентировочных значений допусков составляющих звеньев и их последующей корректировкой, учитывающей технологические трудности изготовления. При предварительном арифметическом определении допусков применяют *два способа: 1-й способ равных допусков и 2-й способ равноточных допусков.*

Способ равных допусков. В том случае, когда все размеры РЦ входят в один интервал диаметров, можно назначить равные допуски на все составляющие, т. е. принять

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_{cp}.$$

Тогда уравнение 4 примет вид

$$TA_{\Delta} = (n-1)TA_{cp} \text{ откуда } TA_{cp} = TA_{\Delta} / (n-1). \quad (9)$$

Если для каких либо составляющих (в количестве – k) допуски уже назначены и их сумма равна f , то формула 5 примет вид

$$TA_{cp} = (TA_{\Delta} - f) / (n-1-k). \quad (9, a)$$

Пример 2

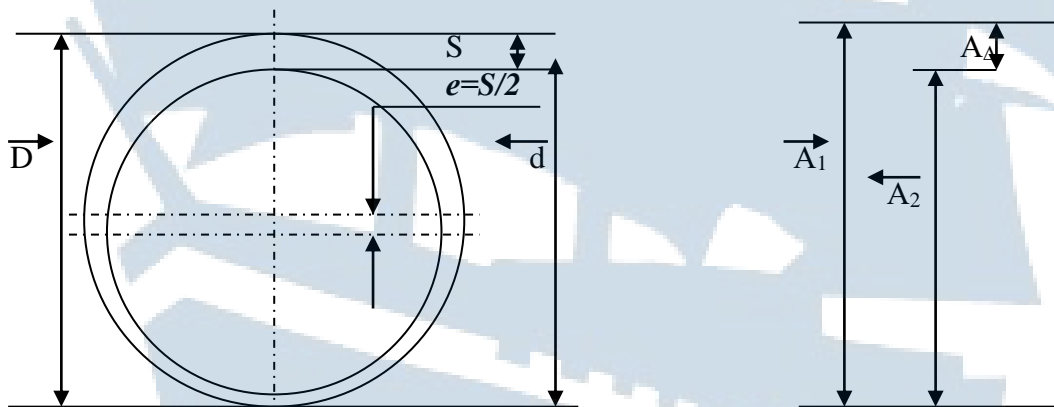


Рис. 8

Простейшей сборочной РЦ является трёхзвенная цепь размеров цилиндрического сопряжения, т. е. отверстия D , вала d и зазора S . Замыкающий размер – зазор, диаметр отверстия A_1 – увеличивающее

звено; диаметр вала A_2 – уменьшающее звено. Принимаем, что в подвижной посадке сопряжения $\text{Ø } 60 \text{ мм}$ наименьший зазор должен быть равен $A_{\Delta \min} = 10 \text{ мкм}$. Допустимая несоосность не должна превышать **30 мкм**.

Решение. Так как несоосность равна половине зазора, то наибольший зазор равен удвоенной несоосности, $A_{\Delta \max} = 60 \text{ мкм}$; следовательно, $TA_{\Delta} = 60 - 10 = 50 \text{ мкм}$. Номинальные размеры вала и отверстия одинаковы, поэтому применим способ равных допусков, с возможной корректировкой допусков. По формуле 9 при $n = 3$ получаем: $TA_1 = TA_2 = 50/2 = 25$.

Допуск 25 мкм для диаметра 60 мм по ГОСТ 25346-2013 не предусмотрен.

Для деталей 6-го качества допуск равен 19 мкм и 7-го качества – 30 мкм. По рекомендациям ЕСДП отверстию дают более грубый квалитет, в данном случае 7-й, а валу более точный, т. е. 6-й, и тогда получим:

$$TA_1 = 30 \text{ мкм}; TA_2 = 19 \text{ мкм}; TA_{\Delta} = 30 + 19 = 49 \text{ мкм},$$

что удовлетворяет условию: $A_{\Delta \min} = 10 \text{ мкм}$ и $A_{\Delta \max} = 60 \text{ мкм}$.

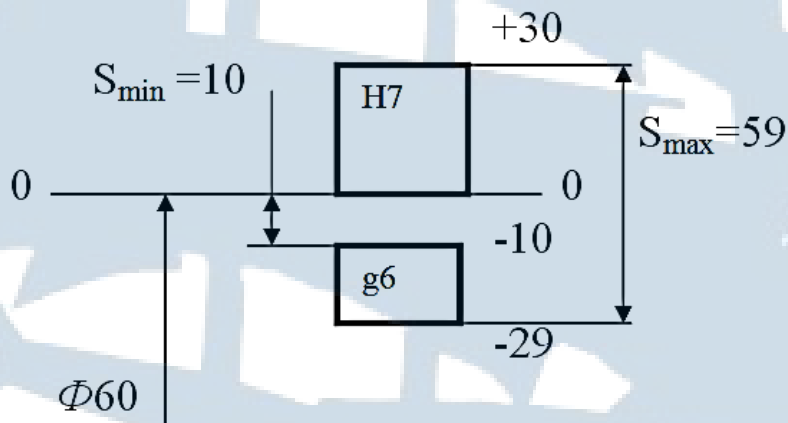


Рис. 9

Для окончательного решения нужно подобрать из рекомендуемых посадок по ГОСТ 25346-2013 нужную посадку. Помня, что подавляющее большинство посадок назначается в системе отверстия, назначим у отверстия поле допуска – **H**, квалитет – **7**; у вала (учитывая $A_{\Delta \min} = 10 \text{ мкм}$) поле допуска – **g**, квалитет – **6**. Искомая посадка $\text{Ø } 60 \text{ H7/g6}$.

Способ равноточных допусков

При решении задач данным способом условно принимают, что возрастание допуска линейных размеров при возрастании номинального размера имеет ту же закономерность, что и возрастание допуска диаметра. Эта закономерность выражена формулой единицы допуска i . Для 5-17 квалитетов

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

где D – в мм; i – мкм.

Количество a единиц допуска i в допусках 5-17 квалитетов приведено в ГОСТ 25346-2013 .

Таблица 4

Значения i для основных интервалов в диапазоне до 400 мм

Интервалы номинальных размеров	Свыше – До											
	3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400
Значение i	0,55	0,73	0,9	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,9	3,23	3,54

Таким образом, в общем виде $TA_i = ai$, (10)

$$i = 0,45 \sqrt[3]{A_{icp}} + 0,001A_{icp} . \quad (11)$$

Выразив допуски всех составляющих в единицах допуска, получаем по формуле (8):

$$TA_{\Delta} = \sum_1^{n-1} a_i (0,45 \sqrt[3]{A_{icp}} + 0,001A_{icp}) .$$

Полагая, что все размеры равноточны, т. е. должны быть выполнены по одному квалитету, следует принять, что $a_1 = a_2 \dots = a_{cp}$, где a_{cp} – количество единиц допуска или коэффициент точности данной размерной цепи. Вынося a_{cp} за знак суммы, получаем

$$TA_{\Delta} = a_{cp} \sum (0,45 \sqrt[3]{A_{icp}} + 0,001A_{icp}) = a_{cp} \sum i_i , \text{ откуда } a_{cp} = TA / \sum i_i . \quad (12)$$

Величины, стоящие в знаменателе, выбирают по таблицам, величина TA_{Δ} по условиям задачи задана. Величина a_{cp} показывает путём сравнения с величинами таблиц ГОСТ 25346-2013, по какому примерно качеству следует обрабатывать размеры, составляющие РЦ.

Допуски выбирают по таблицам ГОСТ 25346-2013. Полученное значение a_{cp} может не совпадать ни с одним из табличных значений. Поэтому можно использовать допуски различных качеств, учитывая условия производства. Критерием правильности выбора служит уравнение (8). Допустимо, чтобы TA_{Δ} превышало $\sum TA_i$ на 5-6 %, если необходимо назначить допуски, взятые из стандартных, и не изменять их так, чтобы уравнение (8) удовлетворялось тождественно.

Пример 3

В редукторе на рис. 10 величина зазора S должна быть в пределах 1,0-1,4 мм, т. е. $TA_{\Delta} = 400$ мкм. Требуется назначить допуски и предельные отклонения на составляющие звенья РЦ при условии обеспечения полной взаимозаменяемости.

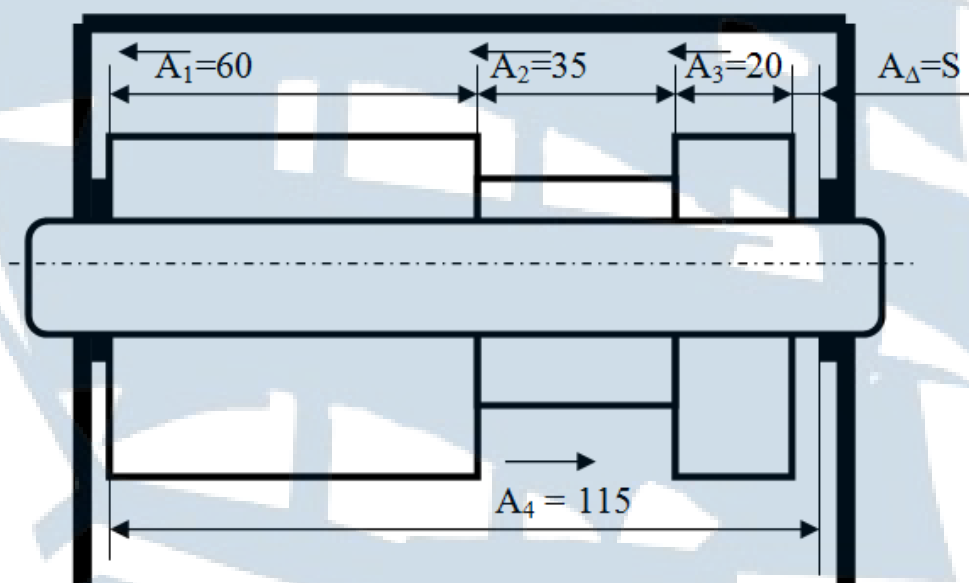


Рис. 10

Решение. Это задача второго типа, т. е. прямая задача. Замыкающее звено – S . Решение оформлено в виде табл. 5.

Схема РЦ показана на рис. 10.

Таблица 5

$A_{iном},$ мм	$i,$ мкм	$TA_i,$ мкм	$A_i,$ мм (принятое значение)
1	2	3	4
$A_1=60$	1,86	120	$60_{-0,046}$
$A_2=35$	1,56	100	$35_{-0,100}$
$A_3=20$	1,31	84	$20_{-0,084}$
$A_4=115$	2,17	140	$115_{+1,000}^{+1,170}$
	$\Sigma 6,9$	$\Sigma TA_i = 444$	

По формуле (12) определим a_{cp} , $a_{cp} = TA / \Sigma i = 400 / 6,9 \approx 58$ – единиц допуска, по таблице 5 ГОСТ 25346-2013 принимаем $a_{cp} = 64$.

Принятое значение $a_{cp} = 64$ соответствует точности обработки по 10-му квалитету.

В графу 3 заносим допуски 10-го квалитета соответствующих номинальных размеров, помня о том, что допуски валов в минусе, а отверстий в плюсе. Сумма допусков составляющих звеньев больше допуска замыкающего звена на 44 мкм. Но необходимо, чтобы удовлетворялось условие уравнения (8). Тогда нужно уменьшить один или несколько из допусков составляющих *уменьшающих* звеньев, т.е. ужесточить допуски на размеры.

Исходя из практики, ужесточить допуски нужно у тех составляющих уменьшающих звеньев, которые потребуют минимум затрат на достижение данной точности. Это детали, как правило, охватываемые, т.е. валы. К затратам отнесём – станок, инструмент, приспособления, средства измерения, квалификация персонала.

Наиболее удобным звеном представляется звено $A_1 = 60$ мм.

Точность этого звена возьмём по 8-му квалитету. Занесём все принятые значения в графу 4.

Определим номинальный размер и предельные отклонения замыкающего звена $A_{\Delta} = S$, затем назначим отклонения составляющих звеньев.

Размер A_4 увеличивающее звено, остальные звенья уменьшающие. По уравнению (5):

$$A_{\Delta} = 115 - (60 + 35 + 20) = 0.$$

Предельные размеры зазора по условию задачи:

$$A_{\Delta max} = 1,4 \text{ мм} \text{ и } A_{\Delta min} = 1,0 \text{ мм}.$$

Следовательно, предельные отклонения зазора:

$$\Delta_v A_{\Delta} = +1400 \text{ мкм}; \Delta_n A_{\Delta} = +1000 \text{ мкм}.$$

Предельные отклонения размера $A_4 = 115$ определяем из уравнения (7):

$$+1400 = \Delta_v A_4 - (-46 - 100 - 84); \rightarrow \Delta_v A_4 = +1170 \text{ мкм};$$

$$+1000 = \Delta_n A_4 - 0 - 0 - 0; \rightarrow \Delta_n A_4 = +1000 \text{ мкм}; \rightarrow TA_4 = 170 \text{ мкм}.$$

Проверка: $TA_{\Delta} = 400 \text{ мкм}; \sum TA_i = 46 + 100 + 84 + 170 = 400 \text{ мкм}$, т. е. допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев: $TA_{\Delta} = \sum TA_i$.

Задачи второго типа, как говорилось ранее, могут быть различных вариантов. Допуски некоторых составляющих могут быть стандартизованы или заданы, исходя из конструктивных соображений. Тогда формула (12) примет вид:

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta} - f}{\sum_1^{n-k} i_i}, \quad (12, a)$$

где f – сумма допусков тех составляющих, допуски которых заданы.

Таким образом, между остальными составляющими распределяется только часть допуска замыкающего звена. В этом случае задача решается чисто алгебраически.

Пример 4

Учесть размеры гальванического покрытия (10-12 мкм) при расчёте диаметра заготовки $D_{заг}$, если после покрытия должно получиться отверстие D диаметром $100^{+0,14}$ (рис. 11).

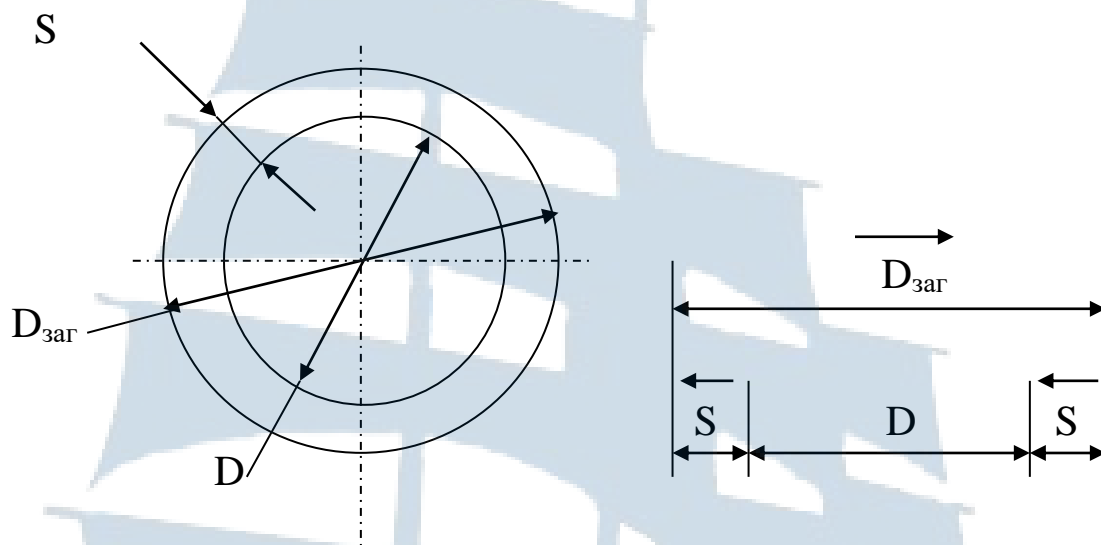


Рис. 11

Решение. Увеличивающее звено – диаметр заготовки; уменьшающие звенья – толщина покрытия; замыкающее звено – диаметр готовой детали.

Применим уравнение (6), т. е. используем величины предельных размеров $2S_{\max} = 0,024$ и $2S_{\min} = 0,020$. Это задача второго типа.

Тогда,

$$100,140 = D_{\text{заг max}} - 0,020, \text{ откуда } D_{\text{заг max}} = 100,160;$$

$$100,000 = D_{\text{заг min}} + 0,024, \text{ откуда } D_{\text{заг min}} = 100,024;$$

$$D_{\text{заг}} = 100_{+0,024}^{+0,160}; TD_{\text{заг}} = 136 \text{ мкм}; T(2S) = 4 \text{ мкм}.$$

$$\text{Проверка: } TD = TD_{\text{заг}} + T(2S); 140 = 136 + 4.$$

Пример 5

Часть 1. Для втулки с диаметрами $D = 60_{-0,12}$ и $d = 40_{+0,1}$ определить разностенность, т. е. пределы колебания размера t , если допустимая несоосность равна 0,010 мм (рис. 12).

Решение. В РЦ включены не диаметры, а радиусы, так как разность диаметров, равная $2t$, не характеризует разностенность. Размер t – замыкающее звено; $D/2$ – увеличивающее звено; $d/2$ – уменьшающее звено; размер $e = \pm 0,01 = \pm 10$ мкм примем за уменьшающий. Это задача первого типа:

$$t_{\text{ном}} = D/2 - d/2 = 30 - 20 = 10 \text{ мм}.$$

По формулам (7) получаем (мкм):

$$\Delta_{\epsilon}t = \Delta_{\epsilon}D/2 - \Delta_{\epsilon}d/2 - \Delta_{\epsilon}e = 0-0-(-10) = +10;$$

$$\Delta_{\epsilon}t = \Delta_{\epsilon}D/2 - \Delta_{\epsilon}d/2 - \Delta_{\epsilon}e = -60-50-10 = -120.$$

Делаем проверку:

$$Tt = TD/2 + Td/2 + Te; \quad 130 = 60 + 50 + 20, \quad \rightarrow t = 10_{-0,12}^{+0,01}.$$

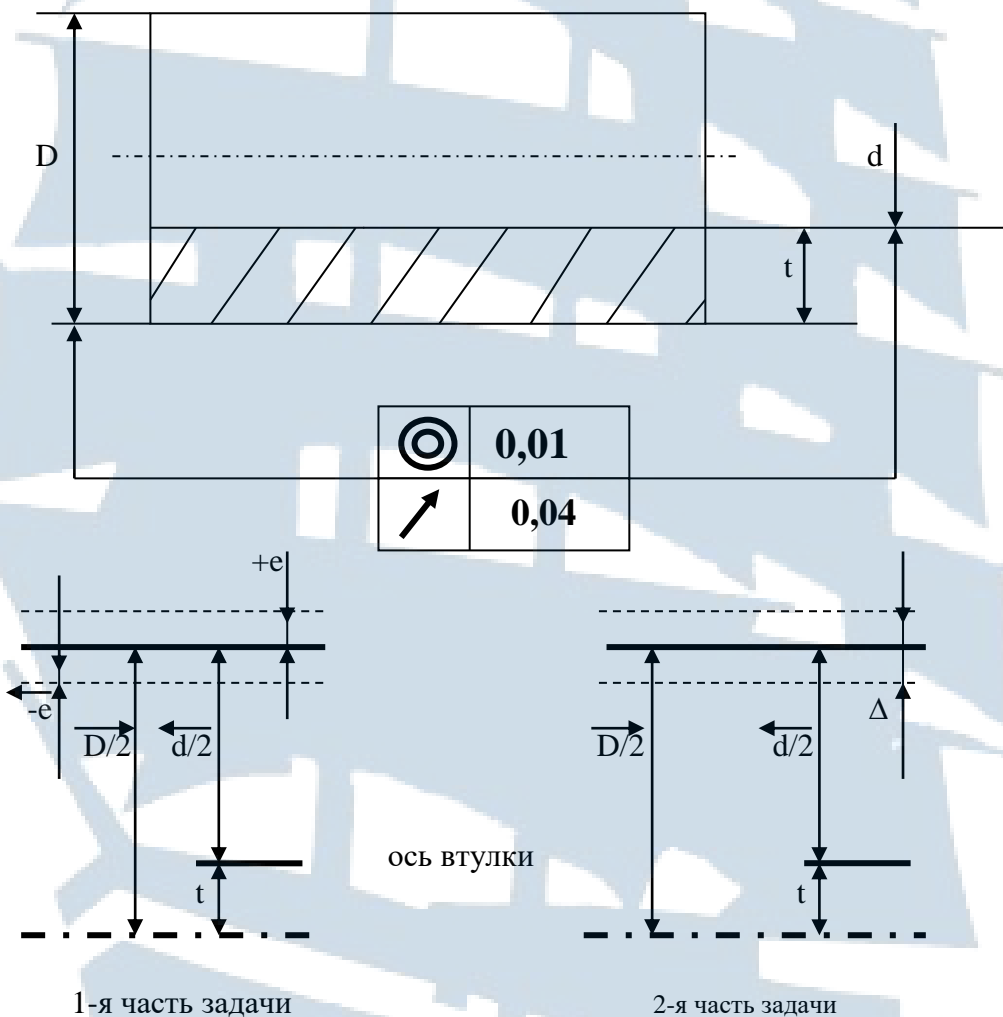


Рис. 12

Часть 2. Для втулки с теми же размерами подсчитать величину радиального биения, которую можно проставить на чертеже, если разностенность, т. е. допуск размера t , не будет превышать 160 мкм.

Решение. Составим по формуле (8) уравнение для допусков размеров, входящих в цепь:

$$Tt = TD/2 + Td/2 + Te, \text{ т. е. } 160 = 60 + 50 + Te, \text{ откуда}$$

$$Te = 50 \text{ мкм, т.е. } \Delta = 0,05 \text{ мм,}$$

где Δ – искомая величина радиального биения.

По ГОСТ 24643-81 находим ближайшее меньшее стандартное значение радиального биения для диаметра 60 мм равное 40 мкм, соответствующее 7-й степени точности. На чертеже проставляем 0,04.

Соответствующий биению эксцентриситет равен 0,02. В РЦ включим размер $\pm 0,02$, принимая его за увеличивающий, и проверим допустимую разностенность Tt :

$$\Delta_{ct} = \Delta_c D/2 + \Delta_{ce} - \Delta_n d/2, \text{ т. е. } \Delta_{ct} = 0 + 20 - 0 = +20;$$

$$\Delta_{nt} = \Delta_n D/2 + \Delta_{ne} - \Delta_c d/2, \text{ т. е. } \Delta_{nt} = -60 - 20 - 50 = -130.$$

Следовательно, $Tt = +20 - (-130) = 150 \text{ мкм}$, что удовлетворяет условию $Tt \leq 160 \text{ мкм}$.

Номинальное значение $t = D/2 - d/2 = 30 - 20 = 10 \text{ мм}$, т. е. $t = 10_{-0,13}^{+0,02}$.

Сравнивая решения части 1 и 2 данного примера, убеждаемся в том, что вводя в РЦ эксцентриситет как увеличивающее звено вводим в уравнение для определения верхнего отклонения замыкающего звена величину $+e$, а вводя его как уменьшающее, также вводим величину $(-e)$, т. е. $+e$. Аналогично в уравнение для нижнего отклонения замыкающего звена входит одна и та же величина $-e$. Таким образом, звено e можно принимать как за увеличивающее, так и за уменьшающее.

Вероятностный метод

Вероятностный метод применяют в случае, если технически и экономически целесообразно назначить на составляющие звенья РЦ более широкие допуски, чем те, которые получаются при решении РЦ методом полной взаимозаменяемости.

В основе метода лежат теоремы математической статистики, устанавливающие свойства распределений. Замыкающее звено РЦ принимаем за случайную величину, являющуюся суммой независимых случайных переменных, т. е. суммой независимых (по величине отклонений) составляющих звеньев РЦ.

Принимая, что допуск T равен диапазону рассеяния погрешностей ω для каждого из звеньев РЦ, т. е.

$$TA_i = \omega_i ; TA_{\Delta} = \omega_{\Delta}, \quad (13)$$

получаем соотношение между допусками

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum (TA_i)^2}. \quad (14)$$

Формула (14) справедлива для РЦ у которой, погрешности замыкающего и всех составляющих звеньев подчиняются закону нормального распределения (ЗНР).

Подавляющее число распределений (совокупность результатов измерений) при технических измерениях подчиняется ЗНР.

Применение вероятностного метода расчёта РЦ по сравнению с методом полной взаимозаменяемости позволяет:

- при решении задач первого типа по известным допускам составляющих звеньев определить более узкий, но более вероятный диапазон рассеяния или допуск замыкающего звена РЦ;
- при решении задач второго типа по заданному допуску замыкающего звена назначить более грубые допуски составляющих звеньев РЦ.

Законы распределения случайных погрешностей размеров, входящих в РЦ, характеризуются обычно отношением величины средней квадратичной погрешности к величине половины зоны рассеяния ω_i , т. е. коэффициентом λ_i , $\lambda_i = \sigma_i / 0,5\omega$ и коэффициентом относительной асимметрии α_i , т. е. смещением центра группирования кривой распределения погрешностей относительно середины зоны рассеяния ω случайных погрешностей. Величина λ_i вводится под корень в формуле (14) и обозначается $\lambda_i^I = \lambda_i^2$.

Для ЗНР $\lambda = 1/3 \rightarrow \lambda^I = 1/9$.

Для закона треугольника (Симпсона) $\lambda = 1/\sqrt{6} \rightarrow \lambda^I = 1/6$.

Для закона равной вероятности $\lambda = 1/\sqrt{3} \rightarrow \lambda^I = 1/3$.

Если при введении в формулу (14) коэффициентов λ^I следует учитывать вероятность выхода размера замыкающего звена за расчетные пределы, то перед знаком корня следует ставить коэффициент t . Для ЗНР при вероятности выхода размера за пределы допуска $P = 0,27$ $t = 3$ (значения t от вероятности P сведены в табл. 6). Тогда формула (14) примет вид

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum \lambda_i^I T_i^2}. \quad (14, a)$$

Таблица 6

P, %	32	10	4,5	1,0	0,27	0,1	0,01
t_Δ	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

Предполагается, что выход поля допуска за обе границы равновероятен, т. е. коэффициент асимметрии $\alpha_i = 0$.

В условиях производства величины λ_i и α_i определяются для каждого из размеров РЦ путём обработки результатов измерений размеров, установленной партии деталей. При решении учебных задач введение этих коэффициентов усложняет расчёты арифметически, не влияя на результат.

Уравнения (6) и (7) при решении РЦ этим методом удовлетворяться не будут, так как они рассчитаны на наилучшие и маловероятные случаи сочетаний погрешностей составляющих звеньев РЦ.

Для определения предельных отклонений в расчёт вводят среднее отклонение, т. е. координату середины поля допуска:

$$\Delta_o A_i = \frac{\Delta_e A_i + \Delta_n A_i}{2} = \frac{T A_i}{2}. \quad (15)$$

Из формулы (11) получаем величины:

$$\Delta_e A_i = \Delta_o A_i + T A_i / 2; \quad \Delta_n A_i = \Delta_o A_i - T A_i / 2. \quad (16)$$

Аналогичные формулы получим для замыкающего звена:

$$\Delta_e A_\Delta = \Delta_o A_\Delta + T A_\Delta / 2; \quad \Delta_n A_\Delta = \Delta_o A_\Delta - T A_\Delta / 2. \quad (17)$$

Соотношение между средними отклонениями замыкающего и составляющих звеньев имеет вид

$$\Delta_o A_\Delta = \sum \Delta_o A_{i_{ув}} + \sum \Delta_o A_{i_{ум}}. \quad (18)$$

В задачах первого типа по формуле (10) определяют $T A_\Delta$, затем по формуле (18) определяют $\Delta_o A_\Delta$ и по формулам (17) определяют $\Delta_e A_\Delta$ и $\Delta_n A_\Delta$.

В задачах второго типа, определив значения всех $T A_i$ (способом равноточных допусков или другим), подбирают значения $\Delta_o A_i$, удовлетворяющие уравнению (18). При этом можно использовать приведённые выше способы назначения отклонений, т. е. назначить:

- для отверстий $\Delta_o A_i = + T A_i / 2$;
- для валов $\Delta_o A_i = - T A_i / 2$.

Затем по формулам (16) определить $\Delta_{в}A_i$ и $\Delta_{н}A_i$.

При симметричном расположении отклонений замыкающего звена $\Delta_0 A_\Delta = 0$, можно принять для всех составляющих звеньев $\Delta_0 A_i = 0$.

При решении задач второго типа применяют те же способы, что и при расчётах методом полной взаимозаменяемости, т. е. способ равноточных допусков и способ равных допусков с изменением расчётных формул. А именно, при применении способа равноточных допусков вместо формулы (12) (учитывая изменение соотношения между допусками составляющих и замыкающих звеньев) получаем:

$$a_{cp} = TA_\Delta / \sqrt{\sum i^2}. \quad (19)$$

Величины i даны в табл. 4 учебного пособия, а величины a даны в таблицах ГОСТ 25346-2013. При применении способа равных допусков формулу (5) следует заменить формулой:

$$TA_i = TA_\Delta / \sqrt{n-1}. \quad (20)$$

Формулы (19) и (20) легко вывести, заменив формулу (8) формулой (17).

Пример 6

Рассчитать РЦ редуктора, рис. 13, вероятностным методом и сравнить с результатами решения *примера 3* при тех же заданных предельных размерах зазора:

$A_\Delta = S = 1,0-1,4$, т.е. $TS = TA_\Delta = 400$ мкм.

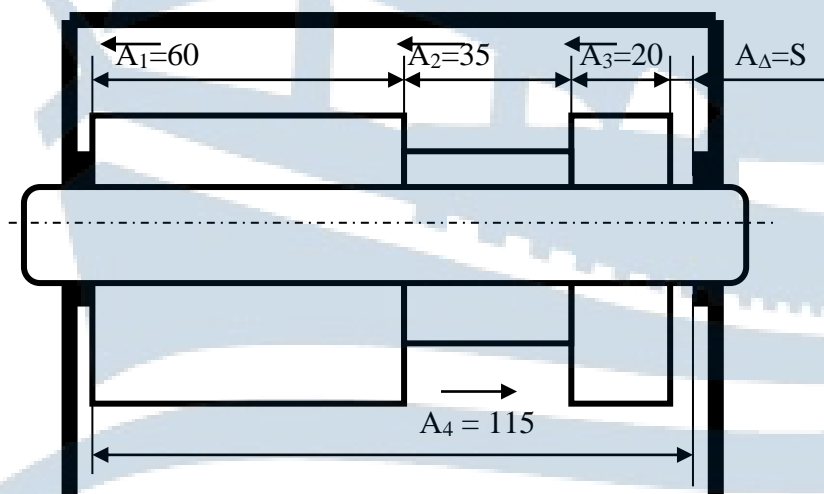


Рис. 13

Решение. Решение оформим в виде табл. 7. Схема РЦ показана на рис. 13.

Таблица 7

$A_{iном},$ мм	$i,$ мкм	$i^2,$ мкм	$IT_i,$ мкм	$(IT_{11})^2,$ мкм	$TA_i,$ мкм (принято)	$A_i,$ мм
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
$A_1=60$	1,86	3,46	190	36100	120 (IT10)	$60_{-0,120}$
$A_2=35$	1,56	2,43	160	25600	62 (IT9)	$35_{-0,062}$
$A_3=20$	1,31	1,72	130	16900	84 (IT10)	$20_{-0,084}$
$A_4=115$	2,17	4,71	220	48400	140 (IT10)	$115_{+0,866}^{+1,006}$
Σ		12,32	600	127000	406	

По формуле (15) находим:

$$a_{cp} = 400 / \sqrt{12,32} \approx 114 \text{ единиц допуска.} \quad (21)$$

По табл. 5 ГОСТ 25346-2013 находим ближайшее значение количества единиц допуска $a = 100$ и соответствующий квалитет $AT11$. Допуски 11-го квалитета (таблица ГОСТ 25346-2013) **предварительно** ставим в графу 4 табл. 7. Так как они должны удовлетворять уравнению (10), то в графе 5 табл. 7 ставится подсчитанная сумма квадратов допусков составляющих размеров, равная **127000**. Корень квадратный из **127000** равен **356 мкм**, что не соответствует допуску замыкающего звена равного **400 мкм**. Тогда поступают следующим образом: выбирают звенья РЦ типа валы, наиболее технологичные и простые в изготовлении по точности данного размера, и ужесточают допуск. В нашем случае корректировать приходится все размеры. Это делается, чтобы соблюсти условия формулы (14). Допускаемое расхождение $\pm 6\%$ от TA_{Δ} .

В графу 6 заносим откорректированные данные графы 4 табл. 7.

Номинальный размер $S = 0$; $\Delta_e S = +1,4$ и $\Delta_n S = 1,0$, т. е. отклонение замыкающего звена не симметричное. Отклонения размеров типа валов (A_1, A_2, A_3) назначаем в минус и размер A_4 определим из уравнений (18) и (16). Учитывая, что значение середины поля допуска Δ_0 замыкающего звена, т. е. зазора S равно

$$\Delta_0 S = (1400 + 1000) / 2 = 1200 \text{ мкм, получаем:}$$

$$+1200 = \Delta_0 A_4 - (-120 - 62 - 84), \text{ откуда } \Delta_0 A_4 = 1200 - 266 = +934.$$

$$\Delta_e A_4 = +934 + 140 / 2 = +1004; \quad \Delta_n A_4 = +934 - 140 / 2 = +864,$$

отсюда $TA_4 = 140 \text{ мкм.}$

Проверка: $TA_{\Delta} = 400 \text{ мкм}$; $\sum TA_i = 120+62+84+140 = 406 \text{ мкм}$.

Сравнивая графу 7 табл. 7 с графой 4 табл. 5 можно убедиться в том, что решение задач РЦ вероятностным методом позволяет назначить менее жёсткие допуски на обработку, при том же допуске замыкающего звена.

Преимущества вероятностного метода проявляются при решении задач с многозвенными цепями более 10-ти, т. е. когда распределение случайных величин подчиняется ЗНР.

При распределении Стьюдента, т. е. при количестве звеньев РЦ меньше 6-ти, преимущества вероятностного метода по отношению к методу полной взаимозаменяемости не очевидны.

Метод групповой взаимозаменяемости (селективная сборка)

Сборка с предварительной рассортировкой на группы называется селективной (селекция – отбор). Преимуществом этого метода является то, что можно увеличить точность замыкающего звена, не увеличивая точности обработки составляющих звеньев.

Преимущество метода продемонстрируем на примере сборочной цепи, состоящей из отверстия, вала и зазора. Зазор является замыкающим звеном S . Индексы *max* и *min* при S соответствуют максимальному и минимальному зазорам. Формулы для определения необходимого числа групп n для сортировки приведены ниже.

Пример 7

Детали изготовлены под посадку $\text{Ø } 18 \text{ H}12/\text{d}12$, т. е. отверстия имеют размеры $18^{+0,18}$; валы – $18^{-0,05}_{-0,23}$. Схема расположения полей допусков на рис. 14.

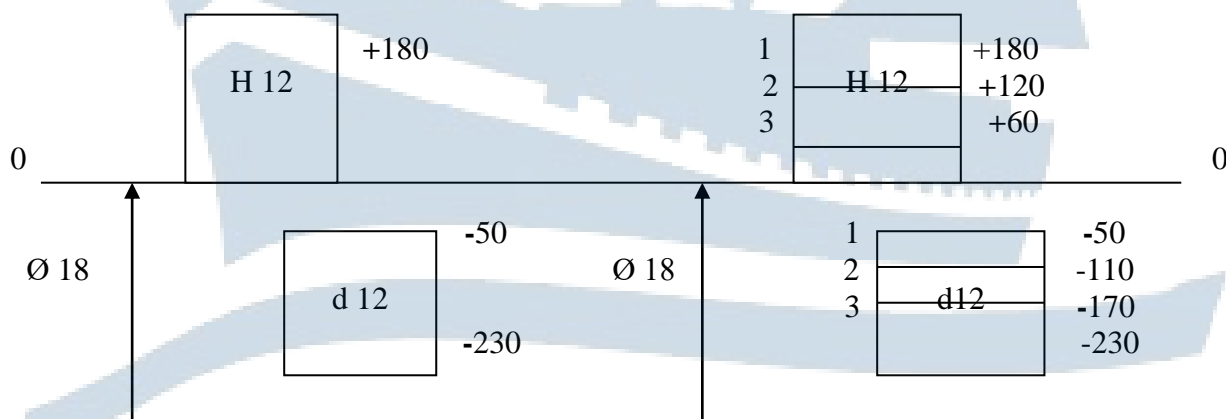


Рис. 14

При обычной сборке рис. 14 получаем следующие зазоры S (мкм):

$$S_{max} = 180 - (-230) = 410; \quad S_{min} = 0 - (-50) = 50;$$

$$S_{cp} = (410 + 50) / 2 = 230; \quad TS = 410 - 50 = 360.$$

В том случае, если S_{cp} удовлетворяет эксплуатационным требованиям, но S_{min} слишком мало или S_{max} слишком велико, можно, не увеличивая точности изготовления отверстий и валов, произвести перед сборкой рассортировку деталей на группы.

Решение. На рис. 14 показаны границы трёх групп сортировки. Собирая отверстия и валы с одинаковыми номерами, получаем максимальные и минимальные зазоры, средний зазор и допуск группового зазора (табл. 8).

Таблица 8

Зазоры	Группы			Зазоры	Группы		
	1	2	3		1	2	3
S_{max}	290	290	290	S_{cp}	230	230	230
S_{min}	170	170	170	$TS^{гp}$	120	120	120

В результате сборки по группам наибольший зазор уменьшается, а наименьший зазор увеличивается, т. е. допуск замыкающего звена (групповой зазор – $TS^{гp}$) уменьшается в три раза (с 360 до 120 мкм). В данном примере допуски отверстия и вала равны, т.е. равны качества точности.

Рассмотрим пример, в котором допуски отверстия и вала не равны и селективная сборка даёт меньший эффект.

Пример 8

Детали изготовлены под посадку $\varnothing 60 H7/g6$, отверстия – $\varnothing 60^{+0,03}$; валы – $\varnothing 60^{-0,010}_{-0,029}$; $TD = 30$ мкм; $Td = 19$ мкм.

Схемы расположения полей допусков при обычной и селективной сборке изображены на рис. 15.

В результате обычной сборки получаем (мкм):

$$S_{max} = 30 - (-29) = 59; \quad S_{min} = 0 - (-10) = 10;$$

$$S_{cp} = (59 + 10) / 2 = 34; \quad TS = 59 - 10 = 49.$$

Требуется увеличить точность замыкающего звена при неизменной точности обработки.

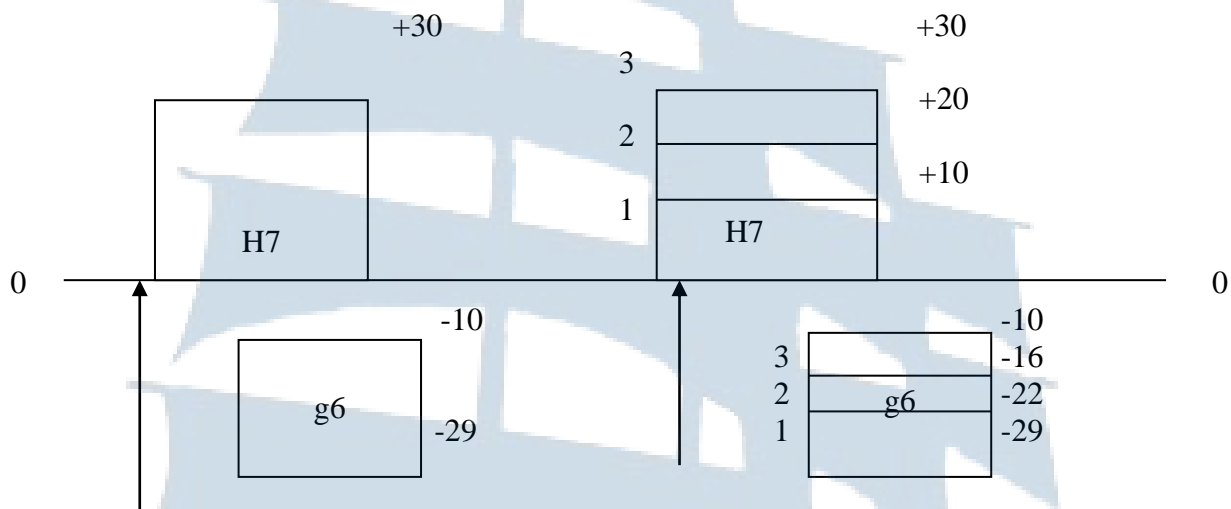


Рис. 15

Произведём сортировку допусков отверстия и вала на три группы.

Решение. В результате сортировки на три группы селективной сборки получаем следующие данные величин: S_{max} ; S_{min} ; S_{cp} ; TS^{sp} (мкм), занесённые в табл. 9.

Таблица 9

Зазоры	Группы			Зазоры	Группы		
	1	2	3		1	2	3
S_{max}	39	42	46	S_{cp}	30	34	38
S_{min}	22	26	30	TS^{sp}	17	16	16

Из таблицы видно, что, как и в предыдущем примере, максимальные зазоры уменьшаются, минимальные зазоры увеличиваются, допуск групповой уменьшается почти вдвое.

Но зазоры в группах при $TD \neq Td$ различны и при сборке возможны зазоры, равные 46 мкм и зазоры, равные 22 мкм.

Сборочным допуском зазора $TS_{сб}$ следует считать величину $TS_{сб} = 46 - 22 = 24$ мкм. Этот сборочный допуск – на всю партию, т. е. на все три группы.

Но, если рассмотреть S_{max} ; S_{min} ; S_{cp} ; TS ; $TS_{сб}$; TS^{sp} в каждой группе отдельно и если сравнить полученные значения при общей и селективной сборках, то мы получим удовлетворительные результаты.

В общем случае $TS^{zp} \leq TS_{сб} < TS$ – условие выполняется.

Если точность замыкающего звена не удовлетворительная, то увеличивают число групп.

В нашем случае увеличим число групп с 3-х до 6-ти (рис. 16), данные занесены в табл. 10.

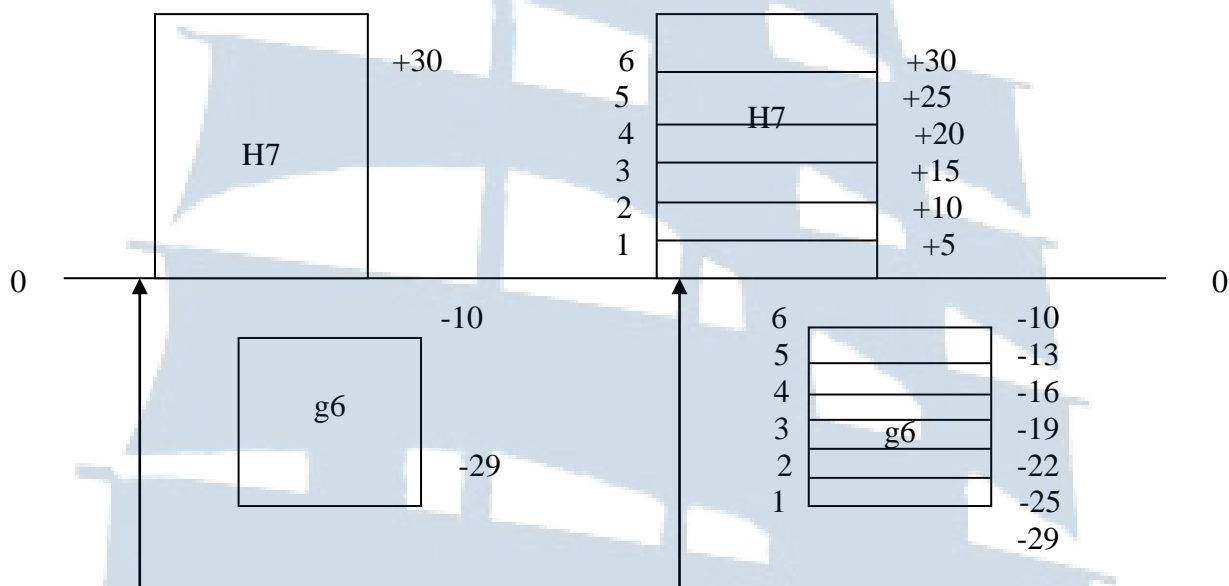


Рис. 16

Таблица 10

Зазоры	Группа					
	1	2	2	4	5	6
S_{max}	34	35	37	39	41	43
S_{min}	25	27	29	31	33	35
S_{cp}	29	31	33	35	37	39
$TS^{гp}$	9	8	8	8	8	8

Анализируя значения табл. 9 и 10, можно сделать вывод, что увеличение числа групп рассортировки ведёт к ужесточению группового допуска $TS_{зр}$. Это позволяет произвести сборку по группам в заданных границах более качественно, не изменяя точности обработки.

Необходимо отметить следующее, что операция рассортировки влечёт за собой затраты на оборудование, персонал, производственные площади, и требует дополнительного времени.

В результате селективной сборки замыкающим звеном РЦ является сборочный $S_{сб}$ или групповой $S^{гп}$ зазор, величина которого задаётся конструктивными или эксплуатационными соображениями. Предельные значения зазора (или натяга) при обычной сборке известны из технологических возможностей производства, т.е. известны предельные отклонения отверстия и вала. Предполагая, что сортировка деталей по размерам производится на n групп и что $TD \neq Td$, получаем уравнения для 1 -й и n -й групп:

$$\begin{aligned} S^1_{min} &= S_{min} + Td + Td/n; & S^1_{max} &= S_{max} - TD + TD/n; \\ S^n_{min} &= S_{min} + TD + TD/n; & S^n_{max} &= S_{max} - Td + Td/n; \end{aligned} \quad (22)$$

Из этих уравнений находим n .

Сравнением 4-х уравнений (18) доказывается, что предельные зазоры будут одинаковы в 1-й и n -й группах только в том случае, если $TD = Td$.

Пример 9

Определить число групп рассортировки валов и отверстий, изготовленных под посадку $\varnothing 80 H12/d12$, если получаемый при обычной сборке наибольший зазор даёт слишком большую несоосность отверстия и вала.

Требуется: S_{max} не должен превышать **500 мкм**.

Решение. При обычной сборке (рис. 17) $S_{max} = 700$ мкм. Так как $TD = Td = 300$ мкм, то зазоры в любой группе одинаковы и по (7) или (8) формуле системы уравнений (22) получаем:

$$S^{гп}_{max} = S_{max} - TD + TD/n, \text{ откуда}$$

$$n = TD / (S^{гп}_{max} - S_{max} + TD) = 300 / (500 - 700 + 300) = 3.$$

При неравенстве TD и Td значения n , полученные по (7) или (8) формулам системы уравнений (22) получатся различными, выбирают большее значение n .

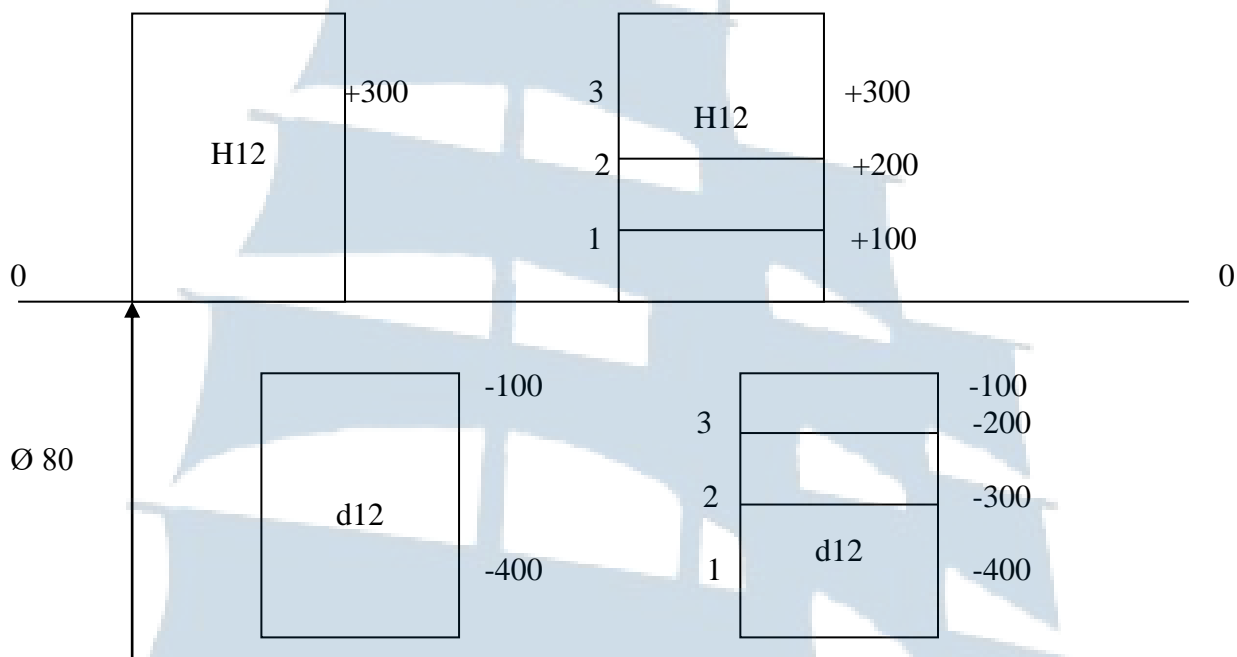


Рис. 17

В данном случае допуск 300 мкм делится на три. Если допуск не делится на целые числа микрометров, то десятые доли округляют до целых по обычным правилам.

Возможные отклонения формы, выраженные в диаметральной мере, должны находиться в пределах группового допуска, а выраженные в радиальной мере – в пределах половины группового допуска.

Если отклонения формы превышают групповой допуск, то рассортировка на группы невозможна из-за того, что размеры, измеренные в различных сечениях одной и той же детали, входят в различные группы. Недостатком метода селективной сборки является ограниченность числа групп рассортировки.

Таким образом, получаем, что:

- 1) допустимые овальность, конусообразность, бочкообразность, вогнутость должны быть менее T_D/n или T_d/n ;
- 2) допустимые огранка и искривление оси – не более чем $T_D/2n$ или $T_d/2n$;
- 3) допустимые некруглость или нецилиндричность – не более чем $T_D/2n$ или $T_d/2n$.

Пример 10

Определить, возможна ли рассортировка на три группы партии валов $\text{Ø } 30 \text{ } h11$, если установлено, что овальность в ряде случаев достигает 30 мкм.

Решение. Групповые допуски валов при рассортировке на три группы равны $Td/3 = 130/3 = 43$ мкм, т. е. овальность не превышает Td/n . Следовательно, рассортировка возможна.

Пример 11

На сколько групп можно рассортировать валы $\varnothing 18 h12$, если на чертеже указана нецилиндричность вала не более $0,2$. При таком указании разность диаметров в любом сечении вала не должна превышать 200 мкм .

Решение. Так как допуск вала $\varnothing 18 h12$ равен 180 мкм, то рассортировка на группы не возможна в принципе. Потому, что допуск формы (нецилиндричность не более $0,2$), в любом случае, не должен превышать допуск на размер ($Td = 180$ мкм). Допуск формы также зависит от соотношения L/d . Видимо, в чертеже допущена неточность.

Метод регулирования

Требуемая точность замыкающего звена, при решении задач методом регулирования, достигается введением в цепь компенсирующего звена K или регулирующего устройства, чтобы путём изменения размера K или его положения получить замыкающий размер, который должен находиться в заданных пределах.

Соотношение между допусками замыкающего звена, составляющих звеньев, возможным изменением компенсирующего звена, имеет вид:

$$TA_{\Delta} = \sum TA_i - V_k . \quad (23)$$

Следует учитывать, что изменение размера K , т. е. необходимая компенсация, обозначенная в формуле (23) как V_k , не является допуском размера K . Величина V_k зависит не от предельных значений случайных погрешностей величины K , а устанавливается в соответствии с требуемой величиной компенсации, этим объясняется знак минус перед V_k :

$$V_k = \Delta_v K - \Delta_n K .$$

В учебных задачах допуском на изготовление компенсатора можно пренебречь.

Размер компенсирующего звена может входить в РЦ как увеличивающее звено или как уменьшающее.

Если K является увеличивающим звеном, то при наибольших значениях увеличивающих звеньев нужно поставить компенсатор с наименьшими значениями.

Если K – уменьшающее звено, то при наибольших значениях уменьшающих звеньев нужно поставить компенсатор с наименьшими значениями.

Исходя из этого, выведем закономерности, определяющие предельные значения K .

Формулы для определения номинальных и предельных размеров K :

– для K – увеличивающего звена:

$$\begin{aligned} A_{\Delta} &= \sum A_{i \text{ув}} - \sum A_{i \text{ум}} + K, \\ A_{\Delta \text{max}} &= \sum A_{i \text{ув max}} - \sum A_{i \text{ум min}} + K_{\text{min}}, \\ A_{\Delta \text{min}} &= \sum A_{i \text{ув min}} - \sum A_{i \text{ум max}} + K_{\text{max}}; \end{aligned} \quad (24)$$

– для K – уменьшающего звена:

$$\begin{aligned} A_{\Delta} &= \sum A_{i \text{ув}} - \sum A_{i \text{ум}} - K, \\ A_{\Delta \text{max}} &= \sum A_{i \text{ув max}} - \sum A_{i \text{ум min}} - K_{\text{max}}, \\ A_{\Delta \text{min}} &= \sum A_{i \text{ув min}} - \sum A_{i \text{ум max}} - K_{\text{min}}. \end{aligned} \quad (25)$$

Формулы для определения отклонений K :

– для K – увеличивающего звена:

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{в}} A_{\Delta} &= \sum \Delta_{\text{в}} A_{i \text{ув}} - \sum \Delta_{\text{н}} A_{i \text{ум}} + \Delta_{\text{н}} K, \\ \Delta_{\text{н}} A_{\Delta} &= \sum \Delta_{\text{н}} A_{i \text{ув}} - \sum \Delta_{\text{в}} A_{i \text{ум}} + \Delta_{\text{в}} K; \end{aligned} \quad (26)$$

для K – уменьшающего звена:

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{в}} A_{\Delta} &= \sum \Delta_{\text{в}} A_{i \text{ув}} - \sum \Delta_{\text{н}} A_{i \text{ум}} + \Delta_{\text{в}} K, \\ \Delta_{\text{н}} A_{\Delta} &= \sum \Delta_{\text{н}} A_{i \text{ув}} - \sum \Delta_{\text{в}} A_{i \text{ум}} + \Delta_{\text{н}} K. \end{aligned} \quad (27)$$

В формулах (24-27) неизвестными величинами являются номинальные размеры, предельные размеры, отклонения K . В такой форме уравнения (24-27) представлены потому, что они близки к формулам (6, 7) и удобнее для запоминания. Из этих же соображений рекомендуется в указанные формулы сначала подставлять числовые значения, а затем решать уравнения в числах. Формулы (26, 27) более удобны для расчётов, нежели формулы (24, 25).

Наиболее часто применяемым видом компенсатора является набор прокладок, т. е. жёсткий, неподвижный компенсатор со ступенчатым регулированием размера. Такой компенсатор выполняется в виде:

- набора прокладок, который состоит из одной постоянной прокладки и нескольких сменных прокладок (количество сменных прокладок зависит от действительных размеров детали);
- набора прокладок, который состоит из ряда прокладок, размеры которых изменяются от меньшей прокладки к большей. Разность размеров двух последовательных прокладок равна V_k / n . При сборке устанавливается одна прокладка из ряда в зависимости от действительных размеров детали.

Необходимо помнить, что в условиях сборочного производства набор из нескольких прокладок даст действительный размер больший, нежели набор из одной прокладки, несмотря на равные номиналы. Объясняется это наличием масляной плёнки и микрочастиц на прилегающих поверхностях прокладок, отклонением формы в процессе их изготовления.

Расчёт количества прокладок и толщины прокладок

В наборе прокладок 1-го типа постоянная прокладка $S_{\text{пост}}$ равна (с округлением в меньшую сторону) величине K_{min} , полученной путём изложенного выше расчёта, т. е.

$$S_{\text{пост}} \leq K_{\text{min}} . \quad (28)$$

Округление величины $S_{\text{пост}}$ производят для того, чтобы размер прокладки был реальным, выраженным в миллиметрах и не содержал бы более двух знаков после запятой.

Толщина сменных прокладок должна быть меньше величины допуска замыкающего звена, т. е.

$$S \leq TA_{\Delta} . \quad (29)$$

В противном случае установка или снятие прокладки изменит размер замыкающего звена. Для регулирования лучше иметь большее количество прокладок.

Так как диапазон регулирования равен V_k , то для увеличения количества прокладок принимают:

$$n = (V_k / TA_{\Delta}) + 1 \quad (30)$$

(с округлением до целого числа).

Тогда толщина сменных прокладок:

$$s = V_k / n \quad (31)$$

(с округлением в сторону уменьшения).

Проверку расчёта проводим по формуле:

$$S_{ном} + ns \geq K_{max} .$$

В наборе 2-го типа меньшая прокладка (простановочное кольцо) будет иметь размер:

$$S_{ном} \leq K_{min} \text{ (с округлением в меньшую сторону) .}$$

Последующие прокладки имеют размеры:

$$S_{ном} + s; \quad S_{ном} + 2s; \quad S_{ном} + ns .$$

Количество прокладок n вычисляется так же, как и в предыдущем случае:

$$n = V_k / TA_{\Delta} + 1 .$$

Прокладка с наибольшей толщиной будет иметь размер:

$$S_n = S_{ном} + ns \geq K_{max} .$$

Пример 12

На рис. 18 изображена РЦ редуктора. Номинальные размеры:

$$A_1 = 490; A_3 = 48; A_4 = 45; A_5 = 62;$$

$$A_6 = 80; A_7 = 180; A_8 = 45; A_{10} = 39.$$

Зазор S может изменяться от **0,5** до **1,5** мм. Назначим номинальный размер зазора S равный **1** мм, тогда получим

$$S = A_{\Delta} = 1 \pm 0,5.$$

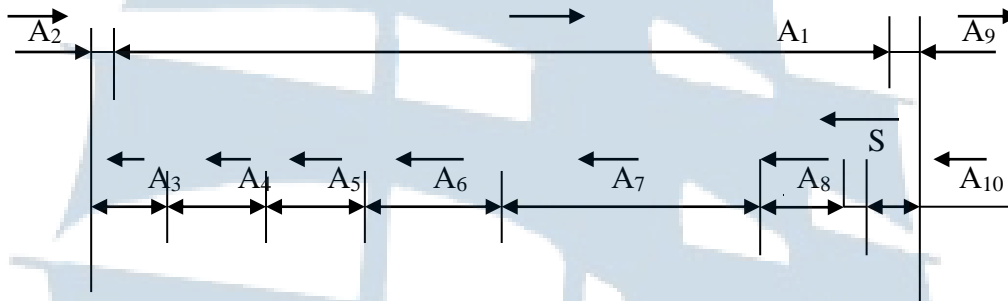


Рис. 18

Решение. Суммарная величина $A_2 + A_9$ является компенсатором K . В данной РЦ K – увеличивающее звено. Увеличивающим звеном РЦ является звено A_1 , все остальные звенья РЦ – уменьшающие.

По формуле (20) определим величину K :

$$1 = 490 - (48 + 45 + 62 + 80 + 180 + 45 + 39) + K, \text{ откуда}$$

$$K = 499 + 1 - 490 = 10.$$

Распределим номинальный размер K на две равные части и получим $A_2 = A_9 = 5$ мм. Исходя из технологических возможностей производства и соображений экономии, назначим на изготавливаемые детали, т. е. на звенья РЦ 11-й квалитет точности. Величины допусков определим по ГОСТ 25346-2013 и предельные отклонения поставим в «тело деталей», т. е. у «валов» в минус и у «отверстий» в плюс. Размеры A_4 и A_8 – размеры V колец подшипников, класс точности нулевой, т. е. нормальный. Значения Δ_v и Δ_n зависят от номинального диаметра внутреннего кольца подшипника, ГОСТ 520-2011. У нас по условию задана ширина кольца (серия по ширине 6-я). Допускаемые отклонения колец подшипников определяем в интервале $\Delta_v = 0$; $\Delta_n = -200$. Данные расчётов представим в табличном варианте (табл. 11).

Таблица 11

Звено РЦ	Номинальный размер, мм	Наименование звена РЦ	Отклонение, мкм		Допуск, мкм
			Δ_v	Δ_n	
A_1	490	Увеличивающее	0	-400	400
A_2	5	К	рассчитывается		
A_3	48	Уменьшающее	+160	0	160
A_4	45	Уменьшающее	0	-200	200
A_5	62	Уменьшающее	0	-190	190
A_6	80	Уменьшающее	0	-190	190
A_7	180	Уменьшающее	0	-250	250
A_8	45	Уменьшающее	0	-200	200
A_9	5	К	рассчитывается		
A_{10}	39	Уменьшающее	+160	0	160
$A_{\Delta}=S$	1	Замыкающее	+500	-500	1000

Подсчитаем величины, необходимые для расчёта:

$$TA_{\Delta} = 1000 \text{ мкм}; \sum TA_i = 1750 \text{ мкм}; \sum \Delta_e A_{i \text{ уе}} = 0;$$

$$\sum \Delta_n A_{i \text{ ум}} = -400; \sum \Delta_e A_{i \text{ ум}} = +320; \sum \Delta_n A_{i \text{ ум}} = -1030.$$

По формулам (22) получим (для К – увеличивающего):

$$+500 = 0 - (-1030) + \Delta_n K, \text{ откуда } \Delta_n K = -530;$$

$$-500 = -400 - 320 + \Delta_e K, \text{ откуда } \Delta_e K = +220.$$

Проверим величину $V_k = 220 - (-530) = 750$ по формуле (23), получим $1000 = 1750 - 750$.

Следовательно, при К номинальном равном 10 мм $K_{max} = 10,22$; $K_{min} = 9,47$.

Примем $A_{2 \text{ min}} = 5 = s_1$ и $A_{9 \text{ min}} = 4,4 = s_2$ за постоянные прокладки.

Число сменных прокладок посчитаем по формуле (30):

$$n = (750 / 1000) + 1 \approx 2.$$

Толщину сменных прокладок подсчитаем по формуле (31):

$$s = 750 / 2 = 375 \text{ мкм} \approx 0,4 \text{ мм}.$$

Проверим расчёт компенсатора:

$$s_1 + s_2 + ns = 5 + 4,4 + 2 \times 0,4 = 10,2 < K_{max} ,$$

т. е. величина K мала.

Следовательно, нужно иметь или три прокладки по $0,4$ мм, или необходимо увеличить толщину прокладок до $0,5$ мм, при том же количестве прокладок.

Необходимо, чтобы выполнялось условие

$$S_n = S_{ном} + ns \geq K_{max} .$$

1.6. Гарантированный запас работоспособности машин

При конструировании для предупреждения разрушения деталей машин вводят коэффициенты запаса. Тем не менее серийно изготовленные машины выходят из строя, и не в результате разрушения, а вследствие потери работоспособности, вызванной снижением точности рабочих органов. Для машин с механической кинематикой это связано с износом деталей.

В практике от установленного допуска используется только его часть (в станкостроении сдаточные нормы завышены, т. е. допуски сужены на 50 % по сравнению со стандартными). Остальная часть составляет технологический запас точности.

Для того чтобы машины сохраняли эксплуатационные показатели в заданных пределах до окончания срока эксплуатации, необходимо рассчитать гарантированный запас точности.

Для функциональных несопрягаемых размеров и функциональных посадок с зазором методика расчёта общая. Устанавливают максимальные допуски. Эти допуски и расположение их полей назначают исходя из допускаемых отклонений эксплуатационных показателей и называют функциональным допуском размера T_F и функциональным допуском посадки с зазором T_{FS} .

Функциональный допуск размера несопрягаемых поверхностей:

$$T_F = D_{max F} - D_{min F} .$$

Функциональный допуск посадки с зазором $T_{FS} = S_{max F} - S_{min F} .$

Функциональные допуски T_F и T_{FS} должны быть наибольшими, но такими, при которых машина ещё будет работать с допускаемыми эксплуатационными показателями. Эти допуски необходимо делить на две части.

Первая часть функционального допуска предназначена для создания запаса точности, необходимого для сохранения требуемого

уровня эксплуатационных показателей в процессе длительной эксплуатации. Эту часть называют *эксплуатационным допуском* и обозначают T_E и T_{ES} . В свою очередь, эксплуатационный допуск делится на эксплуатационные допуски отверстия T_{ED} и вала T_{Ed} . При этом учитывают скорость износа отверстия и вала и трудности восстановления их точности.

Вторая часть функционального допуска в общем случае идёт на компенсацию погрешностей изготовления деталей $\Delta_{изг}$ ($\Delta_{изг} \geq TD + Td$), погрешностей сборки $\Delta_{сб}$ и регулирования, а также на компенсацию прочих погрешностей $\Delta_{пр}$. Эту часть называют *конструктивным допуском* и обозначают T_K и T_{KS} . Из определений следует:

– для функциональных размеров несопрягаемых поверхностей:

$$T_F = T_E + T_K;$$

$$T_K = \Delta_{изг} + \Delta_{пр} \geq TD (Td) + \Delta_{пр};$$

– для функционального допуска посадки с зазором:

$$T_{FS} = T_{ES} + T_{KS};$$

$$T_{ES} = T_{ED} + T_{Ed};$$

$$T_{KS} = \Delta_{изг} + \Delta_{сб} + \Delta_{пр} \geq TD + Td + \Delta_{сб} + \Delta_{пр}.$$

К прочим погрешностям в общем случае относят Δ_c – силовые; Δ_T – температурные; $\Delta_{ст}$ – старения; $\Delta_{вл}$ – влагопоглощения и другие $\Delta_{др}$, возникающие в работающей машине и при её хранении:

$$\Delta_{пр} = \Delta_c + \Delta_m + \Delta_{ст} + \Delta_{вл} + \Delta_{др}.$$

Учёт погрешностей и выбор их допускаемых значений зависит от особенностей конструкции машины и условий эксплуатации. При расчёте посадок учитывают суммарное влияние погрешностей сборки и прочих погрешностей отверстия и вала на поле зазора, так как знаки погрешностей неизвестны.

После определения допускаемых значений составляющих погрешностей, для компенсации которых предназначен допуск T_{KS} , устанавливают посадку и допуски на изготовление каждой из соединяемых деталей (т.е. TD и Td). После изготовления деталей и сборки должен быть обеспечен запас точности соединения, определяемый допуском T_{ES} .

Для посадок с натягом необходимо создавать эффективные запасы прочности при эксплуатации и сборке.

Допуск на изготовление T (T_D и T_d) назначают для компенсации погрешностей изготовления $\Delta_{изг}$ с учётом погрешности измерения $\Delta_{изм}$. В некоторых случаях из допуска T выделяют часть допуска на компенсацию погрешностей измерения $\Delta_{изм}$, оговаривая это на чертеже (при изготовлении сложных и точных приборов).

Для обеспечения взаимозаменяемости машин по эксплуатационным показателям кроме допуска T при необходимости назначают допуски T_F и T_E для функциональных размеров несопрягаемых поверхностей и T_{FS} и T_{ES} для ответственных посадок с зазором. В инструкции по эксплуатации машин для ответственных деталей, имеющих функциональные размеры сопрягаемых и несопрягаемых поверхностей, полезно указать максимальные и минимальные значения размеров для контроля в процессе эксплуатации (контроль зазора между клапанами и кулачками распределительного вала).

Сумма эксплуатационных допусков $T_{FD} + T_{Ed}$ в подвижных соединениях или кинематических парах определяется эксплуатационным допуском зазора, который следует рассчитывать исходя из заданной долговечности и допускаемого изменения эксплуатационных показателей машины.

Запас точности (работоспособности) лучше выражать через коэффициент запаса точности K_T , равный отношению допускаемой погрешности детали машины в конце срока эксплуатации к погрешности новой детали машины.

Для деталей, имеющих функциональные несопрягаемые поверхности $K_m = T_F/T_K$.

Для соединений с зазором коэффициент запаса точности равен отношению максимального допуска посадки к конструктивному допуску посадки, который назначают для компенсации погрешностей изготовления, сборки, измерения:

$$K_m = T_{FS}/T_{KS}.$$

Коэффициент запаса точности зависит от назначения изделия, условий эксплуатации, допускаемого снижения его начальной точности, срока эксплуатации и прочих факторов.

Запас точности устанавливают по каждому функциональному параметру, влияющему на эксплуатационные показатели.

Если функциональный размер находится в цепи размеров, то точность его определяется точностью составляющих размеров цепи.

Значит, есть необходимость создавать запас точности для каждого размера входящего в цепь. Запас точности устанавливают для каждого эксплуатационного показателя машины. Это особенно важно для металлорежущего оборудования и измерительных приборов.

При разработке норм точности, по которым проводят приёмку машин, необходимо устанавливать допускаемую погрешность нормируемого параметра для новой машины и для машины в конце срока эксплуатации (т. е. до ремонта).

Установление точностных характеристик имеет не меньшее значение, чем определение самих размеров деталей.

1.7. Точность изготовления деталей машин

В машиностроении показатели качества изделий связаны с точностью обработки деталей машин. Полученные в результате обработки размер, форма, расположение элементарных поверхностей относительно друг друга определяют характер сопряжения деталей, следовательно, параметры машины, а в конечном счёте – качество машины.

Таким образом, можно и нужно говорить о прямой связи геометрической точности размеров (допуски формы и расположения) с точностью размеров. Допуски геометрической точности назначают в случаях, когда они должны быть меньше допуска размера.

При отсутствии указаний о допускаемых отклонениях формы и расположения поверхностей эти отклонения ограничиваются полем допуска на размер. Но на операциях механической обработки отклонения формы и расположения поверхностей рекомендуется ограничивать частью допуска размера, чтобы исключить брак по размеру. Важную роль играют назначаемые параметры шероховатости.

Допуски формы (геометрии):

– круглость, цилиндричность, профиля продольного сечения – 1-я группа;

– прямолинейность, плоскостность, параллельность – 2-я группа.

Они соответствуют трём уровням:

– А – нормальный;

– В – повышенный;

– С – высокий.

Допуски геометрии 1-й группы составляют примерно:

А – 30 %; В – 20 %; С – 12 % от допуска размера;

Допуски геометрии 2-й группы составляют примерно:

А – 60 %; В – 40 %; С – 25 % от допуска размера.

Приняты следующие соотношения для уровней относительной геометрической точности, т.е. для параметров шероховатости:

- $Ra \leq 0,05 IT$ – для уровня А (нормальный);
- $Ra \leq 0,025 IT$ – для уровня В (повышенный);
- $Ra \leq 0,012 IT$ – для уровня С (высокий), где IT – допуск размера, Ra – параметр шероховатости.

2. ТИПОВЫЕ ДЕТАЛИ МАШИН

2.1. Резьбовые соединения

Классификация резьб

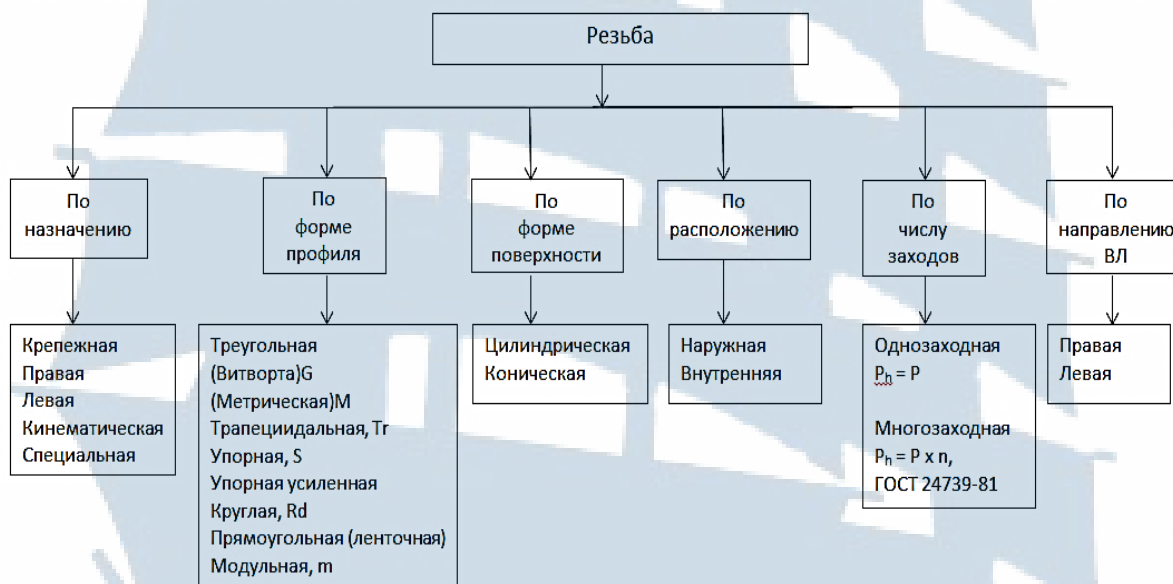


Рис. 19

Метрическая резьба ГОСТ 16093-81 с углом профиля 60°

Обозначение резьбы шпильки, винта, болта (общий случай)

Шпилька M24×3(P1)LH-6g.56.019 ГОСТ 16093-81

Болт M24×3(P1)LH-6g.019 ГОСТ 16093-81

Гайка M24×3(P1)LH-6G.5.019 ГОСТ 16093-81

Обозначение резьбы по схеме 1 и 2

По схеме 1 обозначаются болты, винты, шпильки класса прочности 3.6 – 6.9, гайки класса прочности 4 – 8, изготовленные из углеродистой стали и изделия из цветных сплавов.

Схема 1

Болт 2 М12×1,25-6g×60.58.С.029 ГОСТ 16093-81

1. Наименование изделия – **болт**.
2. Исполнение болта – **2-е** (исполнение 1 не указывается).
3. Тип резьбы – **М (метрическая)**, её номинальный диаметр – **12 мм**.
4. Шаг резьбы – **1,25 мм** (основной шаг не указывается).
5. Направление витка резьбы (правое не указывается, левое – **LH**)
6. Поле допуска резьбы – **6g7f**, данное обозначение распространяется на средний диаметр резьбы d_2 (D_2) – **6g** и на наружный диаметр резьбы d (D_1) – **7f**. Если поле допуска наружного диаметра резьбы такое же, как и у среднего диаметра, то по умолчанию его не указывают.
7. Длина болта – **60 мм**.
8. Класс прочности или группа – **5.8** (класс прочности обозначается двумя числами: первое число, умноженное на 10, определяет величину минимального σ_s – временного сопротивления в кгс/мм²; второе число, умноженное на 10, определяет отношение σ_m – предела текучести к σ_s – временному сопротивлению в %; произведение этих чисел определяет величину σ_m – предела текучести в кгс/мм²; у гаек класс прочности обозначается одним числом, равным, при умножении его на 10, величине испытательной нагрузки σ_f в кгс/мм²).
9. Указание о применении спокойной стали – **С**.
10. Обозначение вида покрытия – **02** (кадмиевое с хромированием) и толщину покрытия в мкм – **9**.
11. *Толщина многослойного покрытия в обозначении указывается общей, суммарной для всех компонентов; например – покрытие **МЗНЗХ1** обозначается **047**.
12. Стандарт, по которому изготавливается изделие.
*При обозначении изделий, изготовленных из автоматных сталей, после класса прочности, указывается буква **А**.
Допускается, после класса прочности, использовать обозначение размера «под ключ» (S24**).

По схеме 2 обозначаются болты, винты, шпильки классов прочности 8.8; 10.9; 12.9; 14.9 и гайки класса прочности 10; 12; 14, а также изделия из коррозионно-стойких, жаростойких, жаропрочных, теплоустойчивых сталей и изделия, материал и покрытие которых не предусмотрены ГОСТ 1759-70 (технические требования на болты, винты, шпильки, гайки). Крупный (основной) шаг, исполнение 1 в обозначении не указываются. Маркировка аналогична схеме 1, но после класса прочности указывается марка стали, вид покрытия, который обозначается двумя буквами по названию материала покрытия, например: **Тн** – титан; толщина покрытия указывается цифрой – 7 в мкм.

Схема 2

Болт 2 М12×1,25-6g.88.35Х.Тi7 ГОСТ 16093-81

*Допускается после класса прочности использовать обозначение размера «под ключ» (S24).

Таблица 12

Обозначение вида покрытия

Обозначение	Вид покрытий	Обозначение	Вид покрытий
00	Без покрытия	06	Фосфатное с промасливанием
01	Цинковое с хроматированием	07	Оловянное
02	Кадмиевое с хроматированием	08	Медное
03	Никелевое; Многослойное – медь – никель	09	Цинковое
04	Многослойное – медь – никель – хром	10	Окисное анодизационное с хроматированием
05	Окисное	11	Пассивное
		12	Серебряное

Таблица 13

Механические свойства гаек из углеродистых и легированных сталей

Класс прочности	Напряжение от испытательной нагрузки σ_F в кгс/мм ² , не менее	Твёрдость		Марка Стали
		НВ	НRC	
		Не более		
4	40	302	33	Ст3кп3,
5	50			Ст3сп3
6	60			10, 10кп, 20
8	80			15, 15кп, 35, Ст5
10	100	353	38	20, 20кп, 35, 45
12	120			35Х, 38ХА
14	140	375	40	40Х, 30ХГСА
				35ХГСА, 40ХНМА

*Допускается заменять гайки низких классов прочности гайками более высоких классов прочности (если замена не запрещена в заказе на поставку).

Таблица 14

**Механические свойства болтов, винтов,
шпилек из углеродистых и легированных сталей**

Класс прочности	Временное сопротивление, кгс/мм ²		Предел текучести σ_T , кгс/мм, не менее	Относительное удлинение, δ_5 , %	Ударная вязкость, кгс м/см ²	Твёрдость по Бринеллю, НВ		Напряжение от пробной нагрузки, σ_p , кгс/мм ²	Марка стали			
	Наименьшее	Наибольшее				Наименьшее	Наибольшее					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
3.6	34	49	20	25	Н/пер	90	150	18,8	Ст3кп3, Ст3сп3, 10			
	30								10кп			
4.6	40	55	24	25	5,5	100	170	22,6	20			
4.8			32						14	Н/пер	29,1	10, 10кп
5.6	50	70	30	20	5	140	215	28,2	30, 35			
5.8			40						10	Н/пер	10, 10кп, 20 20кп	
6.6	60	80	36	16	4	170	245	33,9	35, 45, 40Г			
6.8			48						8	Н/пер	43,7	20, 20кп
6.9			54						12			
8.8	80	100	64	12	6	225	300	58,2	35, 35Х 38ХА, 45Г			
10.9	100	120	90	9	4	280	365	79,2	40Г2, 40Х 30ХГС			
12.9	120	140	108	8	4	330	425	95,0	35ХГС А			
14.9	140	160	126	7	3	390	Н/пер	111,0	40ХНМ А			

**Механические свойства болтов, винтов,
шпилек из цветных сплавов**

Условное обозначение группы *	Временное сопротивление, σ_b , кгс/мм ² *	Предел текучести, σ_T , кгс/мм ²	Относительное удлинение, δ_5 , %	Твёрдость по Бринеллю, НВ	Марка сплава *
31	27	12	15	Н/рег	АМг5
32	32	Н/рег	12	75	ЛС59-1, Л63
33					ЛС59-1, Л63 антимагнитные
34	50	Н/рег	12	Н/рег	БрАМц9-2
35					БрАМц9-2 антимагнитная
36	38	20	10	Н/рег	Д1Т, Д16Т

* значения относятся также к гайкам

Для изготовления резьб класса прочности 4.8, 5.8, 6.8 допускается применение автоматных сталей, пример:
сталь А12 ГОСТ 1414-75.

Допуски диаметров d , d_2 , D_1 , D_2 обозначаются соответственно T_d , T_{d2} , T_{D1} , T_{D2} .

Верхние и нижние отклонения диаметров наружной резьбы – e_s , e_i , диаметров внутренней резьбы – E_S , E_I . Допуски на внутренний диаметр наружной резьбы (d_1) и на наружный диаметр (D) внутренней резьбы не устанавливаются.

Обозначение поля допуска диаметра резьбы состоит из цифры, обозначающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра (d_2 , D_2), помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска диаметра выступов (d , D_1). Если поля допусков среднего диаметра и диаметра выступов совпадают, то в обозначении поле допуска указывается один раз.

Допуски диаметров резьбы устанавливаются по степеням точности (табл. 16). Разница в допусках между соседними степенями точности составляет 25 %.

Таблица 16

Резьба	Диаметр резьбы	Степень точности	Основные отклонения
Наружная	d	4; 6; 8	d, e, f, g, h
	d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10*	d, e, f, g, h
Внутренняя	D_2	4; 5; 6; 7; 8; 9*	E, F, G, H
	D_1	4; 5; 6; 7; 8	E, F, G, H

* Только для резьб в деталях из пластмасс.

Положения полей допусков метрической резьбы с зазором ГОСТ 16093-81

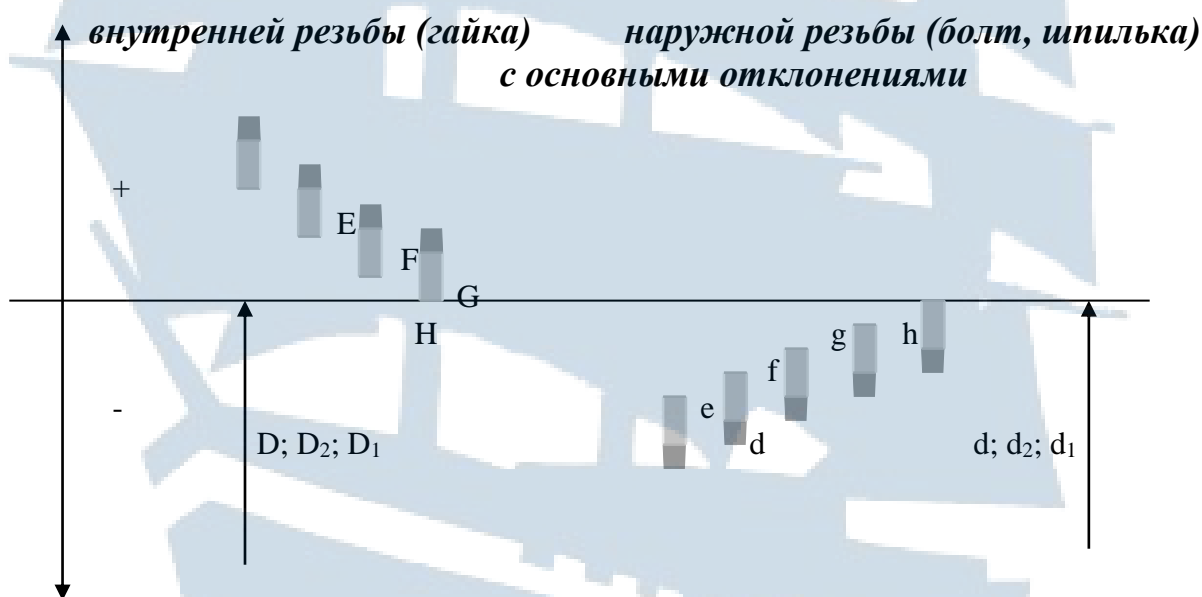


Рис. 20

Для сравнительной характеристики точности резьб поля допусков в стандартах группируются в классах точности «точный», «средний», «грубый», это деление носит условный, вспомогательный характер.

В зависимости от длины свинчивания, резьбы подразделяют на: короткую – S ; нормальную – N ; длинную – L .

Поля допусков в табл. 17 являются ограничительным отбором из всей совокупности полей допусков.

Поля допусков, не указанные в данной таблице, являются специальными. Их применение допускается в обоснованных случаях.

Таблица 17

Поля допусков для резьб

Класс точности	Наружная резьба			Внутренняя резьба		
	Длина свинчивания					
	S	N	L	S	N	L
Точный	(3h4h)	4g; 4h	(5h4h)	4H	4H5H; 5H	6H
Средний	5g6g; (5h6h)	6d; 6e; 6f; 6g*; 6h	(7e6e); 7g6g; (7h6h)	(5G); 5H	6G; 6H*	(7G); 7H
Грубый	---	8g	(8h)*; (9g8g)	---	7G; 7H	(8G); 8H

(...) – поля допусков ограниченного применения;

* – поля допусков предпочтительного применения;

(...)* – только для резьбы с шагом $P \geq 0,8$ мм. Для резьбы с шагом $P < 0,8$ мм применяется поле допуска 8h6h.

Допуск устанавливается на диаметр и измеряется в направлении перпендикулярном оси резьбы, в том числе на наклонных и эвольвентных поверхностях элементов резьбы.

Посадка в резьбовом соединении обозначается дробью, в числителе которой указывают обозначение поля допуска внутренней резьбы, а в знаменателе – обозначение поля допуска наружной резьбы, например: M12 – 6H/6g .

В посадках РС допускаются любые сочетания полей допусков наружной и внутренней резьбы, установленные настоящим стандартом – ГОСТ 16093-81. Но предпочтение следует отдавать полям допусков одного класса точности.

Предельные отклонения резьбы до нанесения защитного покрытия должны соответствовать настоящему стандарту, если применяемые толщины покрытий не требуют больших величин основных отклонений.

Если заданы предельные отклонения размеров резьбы до нанесения защитного покрытия и нет других указаний, то размеры резьбы после нанесения защитного покрытия не должны выходить за пределы номинального профиля резьбы и соответствующие основным отклонениям h и H.

Трубная цилиндрическая резьба ГОСТ 6357-73 с углом профиля 55°

Данную резьбу применяют: в трубопроводах; цилиндрических резьбовых соединениях; в резьбовых соединениях с внутренней цилиндрической резьбой и с наружной конической резьбой по ГОСТ 6211-69.

Данный ГОСТ 6357-73 охватывает диаметры труб от 1/8 *l* до 6 *l* при числе ниток на один дюйм от 28 до 11.

Параметр резьбы «число ниток на один дюйм» следует понимать так – это количество витков резьбы, измеренное в осевом направлении резьбы, приходящееся на длину трубы в один дюйм.

Параметр резьбы «номинальный диаметр» трубной резьбы, указанный в условном обозначении, отнесён к внутреннему диаметру трубы и обозначает условный проход трубы в мм. Для трубной цилиндрической резьбы установлены два класса точности – **A** и **B**. Дополнительные данные по резьбам ГОСТ 6357-73 определяются по табл. 18.

Таблица 18

Размеры трубной цилиндрической резьбы ГОСТ 6357-73

Обозначение резьбы, дюймы		Число ниток на 1 ^д	Шаг P	Диаметр резьбы			Рабочая высота профиля от P	Радиус закругления
				Наружный d = D	Средний d ₂ = D ₂	Внутренний d ₁ = D ₁		
1-й ряд	2-й ряд							
1/16	-	28	0,907	7,723	7,142	6,561	0,581	0,125
1/8	-			9,728	9,147	8,566		
1/4	-	19	1,337	13,157	12,301	11,445	0,856	0,184
3/8	-			16,662	15,806	14,950		
1/2	-	14	1,814	20,955	19,793	18,631	1,162	0,249
-	5/8			22,911	21,749	20,587		
3/4	-			26,441	25,279	24,117		
-	7/8			30,201	29,039	27,877		

Обозначение резьбы, дюймы		Число ниток на 1"	Шаг Р	Диаметр резьбы			Рабочая высота профиля от Р	Радиус закругления
1-й ряд	2-й ряд			Наружный d = D	Средний d ₂ = D ₂	Внутренний d ₁ = D ₁		
1	-	11	2,309	33,249	31,770	30,291	1,479	0,317
-	1 1/8			37,897	36,418	34,939		
1 1/4	-			41,910	40,431	38,952		
-	1 3/8			44,323	42,844	41,365		
1 1/2	-			47,803	46,324	44,845		
-	1 3/4			53,746	52,267	50,788		
2	-			59,614	58,135	56,656		
-	2 1/4			65,710	64,231	62,752		
2 1/2	-			75,184	73,705	72,226		
-	2 3/4			81,534	80,055	78,576		
3	-			87,884	86,405	84,926		
-	3 1/4			93,980	92,501	91,022		
3 1/2	-			100,330	98,851	97,372		
-	3 3/4			106,680	105,201	103,722		
4	-			113,030	111,551	110,072		
-	4 1/2			125,730	124,251	122,772		
5	-			138,430	136,951	135,472		
-	5 1/2			151,130	149,651	148,172		
6	-			163,830	162,351	160,872		

* При практических работах с метрическими резьбовыми соединениями следует внимательно относиться к резьбам с номинальным диаметром 27 мм и шагом, равным 2,5 мм. Это связано с тем, что резьба метрическая с углом профиля 60°, номинальным диаметром 27 мм, шагом 2,5 мм (M27x 2,5) и резьба дюймовая с углом профиля 55°, номинальным условным проходом трубы 3/4 дюйма, числом 10 ниток на один дюйм (G3/4) – практически неотличимы. Разность в шаге составляет 0,04 мм, разность в наружном диаметре резьбы составляет 0,3 мм.

Значения допусков диаметров наружной и внутренней резьб

Обозначение резьбы, дюймы	Число нитек на 1 ^Э ниток	Шаг Р, мм	Наружная резьба		Внутренняя резьба			
			Диаметры резьбы					
			d	d ₂		D ₂		D ₁
			Допуски, мкм					
Td	Td ₂		TD ₂		Td ₁			
	Класс А	Класс В	Класс А	Класс В				
¼	19	1,337	250	125	250	125	250	445
½	14	1,814	284	142	284	142	284	541
¾			284	142	284	142	284	541
1	11	2,309	360	180	360	180	360	640
1 ¼			360	180	360	180	360	640
1 ½			360	180	360	180	360	640
1 ¾			360	180	360	180	360	640
2			360	180	360	180	360	640
2 ¼			434	217	434	217	434	640
2 ½			434	217	434	217	434	640
2 ¾			434	217	434	217	434	640
3			434	217	434	217	434	640
3 ¼			434	217	434	217	434	640
3 ½			434	217	434	217	434	640
3 ¾			434	217	434	217	434	640
4			434	217	434	217	434	640
4 ½			434	217	434	217	434	640
5			434	217	434	217	434	640
5 ½			434	217	434	217	434	640
6	434	217	434	217	434	640		

* У наружных резьб верхнее (основное) отклонение равно нулю и допуск направлен в «минус»; - у внутренних резьб нижнее (основное) отклонение равно нулю и допуск направлен в «плюс».

2.2. Подшипники качения

Классификация

По форме тела качения – шариковые, роликовые. Ролики могут быть цилиндрические, конические, витые, игольчатые, бочкообразные.

По числу рядов тел качения – одно-, двух-, четырёхрядные.

По способу компенсации перекоса – самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

По воспринимаемой нагрузке – радиальные, упорные, радиально-упорные.

Маркировка

Маркировка наносится на торце кольца подшипника и отражает основные параметры и конструктивные особенности, читается справа налево.

Первые две цифры справа в маркировке обозначают внутренний диаметр подшипника, мм.

При внутреннем диаметре от 20 мм до 495 мм это число, умноженное на 5, даст нам размер номинальный внутреннего диаметра подшипника.

При внутреннем диаметре до 20 мм принято обозначение:

Маркировка –	00	01	02	03
Номинальный диаметр, мм –	10	12	15	17

Третья цифра справа – серия подшипника по диаметру и ширине:

- 1 – особо лёгкая;
- 2 – лёгкая;
- 3 – средняя;
- 4 – тяжёлая;
- 5 – лёгкая широкая;
- 6 – средняя широкая.

Четвёртая цифра справа – тип подшипника:

- 0 – радиальный шариковый однорядный;
- 1 – радиальный шариковый двухрядный сферический;
- 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 – радиальный двухрядный сферический с бочкообразными роликами;
- 4 – игольчатый;
- 5 – радиальный с винтовыми роликами;
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – радиально-упорный роликовый конический;
- 8 – упорный шариковый;
- 9 – упорный роликовый.

Пятая и шестая цифры справа – конструктивные особенности подшипника (открытый, закрытый с одной или с двух сторон, с канавкой под стопорное кольцо, с пластической смазкой и т. д.).

Седьмая цифра справа – серия подшипника по ширине.

ГОСТ 3478-79 (СТ СЭВ 402-76) устанавливает следующие серии:

- диаметров – **0; 8; 9; 1; 7; 2; 3; 4; 5;**
- ширин и высот – **7; 8; 9; 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6.**

Перечень серий диаметров указан в порядке увеличения размера наружного диаметра подшипника при одинаковом внутреннем диаметре.

Перечень серий ширин и высот указан в порядке увеличения ширины или высоты.

Подшипники с малыми зазорами и специальными допускаемыми отклонениями размеров посадочных поверхностей обозначаются буквами **НТ**. Например – НТ209.

Подшипники специального применения с малыми зазорами и ужесточенными допусками на габаритные размеры обозначаются **НЧ**. Например – НЧ 309.

Дополнительные обозначения применяются справа от основного обозначения и характеризуют изменение металла или конструкции детали, специальные технические требования, предъявляемые к подшипникам:

Б – сепаратор изготовлен из безоловянной бронзы;

Г – сепаратор – из черных металлов;

Д – сепаратор – из алюминиевых сплавов;

Л – сепаратор – из латуни;

Е – сепаратор – из полимерных материалов (текстолита и др.);

К – конструктивные изменения деталей;

Р – детали – из теплостойкой стали;

С1, С2, С3, С4 и т. п. – подшипники с двумя защитными шайбами, заполненные специальной смазкой;

Т, Т1, Т2, Т3, Т4, Т5, Т6 – специальные требования к температуре отпуска деталей, твердости и механическим свойствам, цифра после буквы **Т** – индекс, обозначающий температуру отпуска колец, соответственно – **200, 225, 250, 300, 350, 400, 450, °С** (косвенно характеризует режим эксплуатации подшипника);

У – специальные требования к чистоте обработки, радиальному зазору и осевой игре;

Х – детали изготовлены из цементируемой стали;

Ш – специальные требования к шуму;

Э – детали – из стали **ШХ** со специальными присадками (ванадий, кобальт и др.);

Ю – детали изготовлены из коррозионно-стойкой стали;

Я – кольца или тела качения – из твёрдых сплавов, стекла, керамики и т. д.

Первая цифра через дефис или пробел справа налево – класс точности по ГОСТ 520-71 обозначают в порядке повышения точности – 0, 6, 5, 4, 2. Соответственно классы точности по СТ СЭВ 774-77 – Р0, Р6, Р5, Р4, Р2 (данный стандарт допускает обозначение класса точности без буквы Р). Нулевой класс точности в обозначении подшипника не указывают.

Вторая цифра через дефис справа налево – в радиальных подшипниках группа зазора (G_r) – 6, нормальная (не указывают), 7, 8. Для различных типов радиальных подшипников предусмотрены различные группы и различные значения; в конических подшипниках – ряды начальной осевой игры (G_a) – нормальный ряд (не указывается), 1-й ряд.

Материалы деталей подшипников

Кольца и тела качения подшипников изготавливаются в основном из сталей марок ШХ15, ШХ15СГ (ГОСТ 801-78) и марок ШХ20СТ, 15ХГТ и 20Х22Н4А (по специальным техническим условиям).

Кроме того, для особых условий эксплуатации детали подшипников изготавливают из коррозионно-стойких, жаропрочных и других марок сталей.

Твердость колец и тел качения у подшипников, работающих при температуре до 100 °С, следующая, HRC₃:

61-65... для ШХ-15 и 18ХГТ;

60-64... для ШХ 20СТ;

60-64... для ШХ 15ГС;

58-65... для 20Х2Н4А.

Неоднородность деталей по твердости – не более 3 единиц HRC₃.

Для изготовления штампованных стальных сепараторов применяют стальную холоднокатаную ленту или листовую углеродистую конструкционную качественную сталь.

Массивные сепараторы изготавливают из латуни, бронзовых и алюминиевых сплавов, чугуна, текстолита, а также из специальных сталей.

Система допусков и посадок подшипников качения

Подшипники качения являются стандартизованными изделиями. Их производят на специализированных ГПЗ. Подшипники обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным размерам наружного и внутреннего колец и ограниченной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и дорожками качения колец.

Вследствие особо высоких требований к точности указанных элементов при сборке подшипников используется принцип групповой сборки (селективной). Термины и определения подшипников и их элементов устанавливает ГОСТ 25256-82. Технические требования на подшипники шариковые и роликовые устанавливает ГОСТ 520-2011. Основные размеры на подшипники шариковые радиальные однорядные устанавливает ГОСТ 8338-75. Поля допусков и технические требования, посадки подшипников устанавливает ГОСТ 3325-85.

Поля допусков и посадки ГОСТ 3325-85

Установлены следующие обозначения полей допусков на посадочные диаметры колец подшипников по классам точности:

для среднего диаметра отверстия подшипников (рис. 21):

– Ld_m , $L0$, $L6$, $L5$, $L4$, $L2$, где Ld_m – общее обозначение поля допуска на средний диаметр d_m отверстия подшипника;

– $L0$, $L6$, $L5$, $L4$, $L2$ – обозначение полей допусков для среднего диаметра отверстия подшипника по классам точности;

– ID_m , 10 , 16 , 15 , 14 , 12 – обозначение полей допусков для среднего наружного диаметра подшипника, где ID_m – общее обозначение поля допуска для среднего наружного диаметра D_m подшипника;

– 10 , 16 , 15 , 14 , 12 – поля допусков для среднего наружного диаметра подшипника по классам точности;

– 0 , 6 , 5 , 4 , 2 – классы точности по ГОСТ 520-2011;

– L и l – основные отклонения для средних диаметров отверстия и наружного диаметра подшипника, соответственно.

Наружное кольцо подшипника по наружному диаметру D имеет допуск, направленный в «тело» подшипника, т. е. «в минус», как и обычно у «основного вала». Внутреннее кольцо по внутреннему диаметру d является основной деталью системы отверстия. Но его допуск направлен не «в плюс», как обычно у «основного отверстия», а «в минус». Это позволяет получить ряд посадок с натягами, что требуется в большинстве случаев. И сохраняется преемственность с посадками ОСТ, назначавшимися ранее.

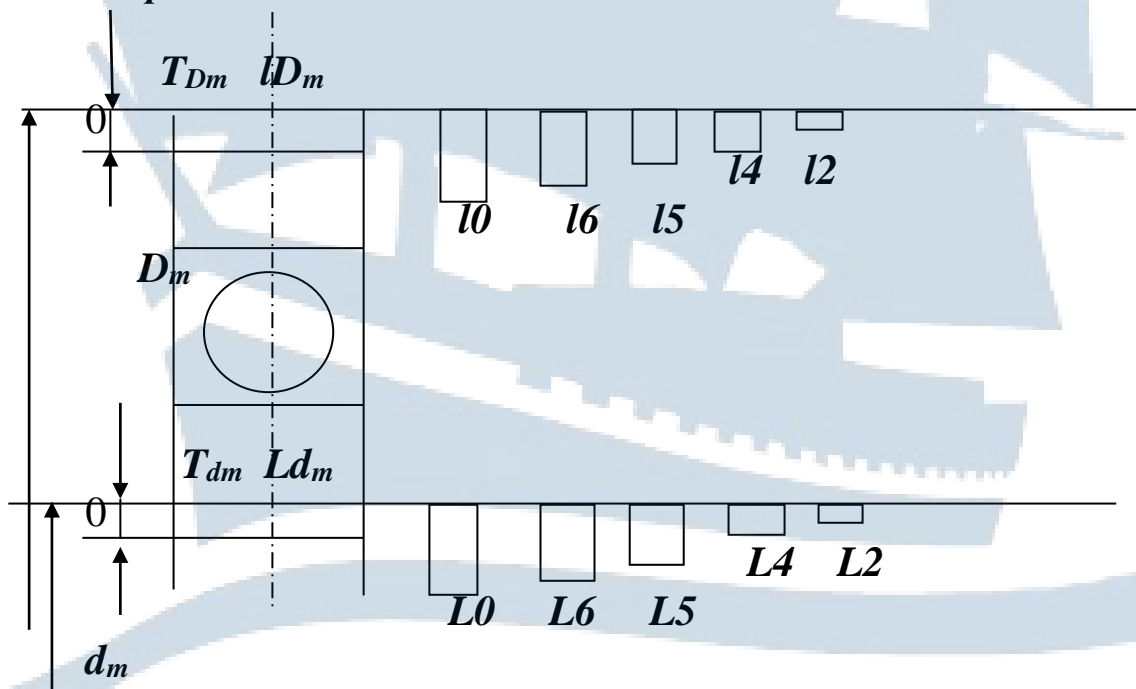


Рис. 21

Отличие посадок подшипников качения от посадок обычных цилиндрических соединений при **одинаковом обозначении и предельных отклонениях поля допуска сопрягаемой детали** состоит в том, что зазоры и натяги в них будут иметь другие значения из-за отличия в величине, а для внутренних колец и из-за расположения полей допусков основных деталей.

С повышением класса точности подшипника возрастают требования к точности посадочных мест подшипников. При классе точности 2-й она (точность) установлена на грани возможно достижимой в производственных условиях – **IT3, IT4, IT5**.

Таблица 20

Поля допусков на валы и корпуса в зависимости от вида нагружения подшипников

Нагружение колец	Поля допусков по ГОСТ 25347-82	
	вала под внутреннее кольцо	отверстие корпуса под наружное кольцо
Радиальные подшипники		
Местное	h5; h6; js5; js6; g6;	H6; H7; H8; Js7; G7
Циркуляционное	n5; n6; m5; m6; k5; k6; js5; js6	K6; K7; M6; M7; N6; N7; P7
Колебательное	js5; js6	Js6; Js7
Радиально-упорные подшипники		
Циркуляционное	n6; m6; k6; js6; h6; g6	N7; M7; K7; Js7; P7; H7

Примечание:

1. Для упорных подшипников шариковых и роликовых всех типов следует применять поле допусков для валов.

2. При выборе посадок подшипников узлов для конкретных изделий следует руководствоваться требованиями ГОСТ 3526-87.

Таблица 21

**Поля допусков на валы и отверстия в зависимости
от класса точности радиального подшипника качения**

Класс точности подшипников					
0 и 6		5 и 4		2	
валы	отверстия	валы	отверстия	валы	отверстия
r6, r7	P7				
p6	N7	n5	P6	n4	N5
n6	M7	m5	N6	m4	M5
m6	K7	k5	M6	k4	K5
k6	J _s 7	j _s 5	K6	j _s 4, j _s 3	J _s 5, J _s 4
j _s 6	H7	h5	J _s 6	h4, h3	H5, H4
h6, h7	G7	g5	G6	g3	G6
g6, f6					

Таблица 22

**Параметры шероховатости Ra (мкм) шеек валов и отверстий
в корпусах под подшипник**

Класс точности п/ка	Номинальный размер					
	вал		отверстие		торцы заплечиков	
	d ≤ 80	d > 80	D ≤ 80	D > 80	d ≤ 80	d > 80
0	1,25 (0,8)	2,5 (1,6)	1,25 (0,8)	2,5 (1,6)	2,5 (1,6)	2,5 (1,6)
6 и 5	0,63 (0,4)	1,25 (0,8)	0,63 (0,4)	1,25 (0,8)	1,25 (0,8)	2,5 (1,6)
4	0,32 (0,2)	0,63 (0,4)				

Предпочтение следует отдавать параметрам, указанным в скобках.

На присоединительные поверхности деталей вводятся ограничения допусков цилиндричности и торцового биения заплечиков валов и отверстий корпусов. Они составляют не более 1/4 части допуска на размер для класса точности 0 и 6, и не более 1/8 – для класса точности 5 и 4. Значения торцового биения устанавливает ГОСТ 3325-85.

Пример условного обозначения посадок подшипников качения

Подшипник класса точности 0 устанавливается на вал с номинальным диаметром 50 мм, с полем допуска js6 ГОСТ 25346 – 2013:

посадка – $\Phi 50 L0/js6$ или $\Phi 50 L0 - js6$.

То же в отверстие корпуса с номинальным диаметром 90 мм, с полем допуска H7 ГОСТ 25346 – 2013:

посадка – $\Phi 90 H7/10$ или $\Phi 90 H7-10$.

Допускается на сборочных чертежах подшипниковых узлов указывать размер, поле допуска или предельные отклонения на диаметр сопряжённой с подшипником детали следующим образом:

$\Phi 50js,6(\pm 0,008)$; $\Phi 90H7(^{+0,025})$.

То есть в посадке не указывается допуск подшипника, а только допуск сопрягаемой с подшипником детали, но по умолчанию это будет означать, что класс точности подшипника нулевой и соответственно допуски колец выполнены по этому классу точности.

Виды и характер дефектов

В общем случае, условия и сроки эксплуатации определяются воздействием сил трения, коррозии, температуры, вибрации и переменной по величине и знаку многократной контактной нагрузки.

В процессе эксплуатации у подшипников возникают износы, механические и коррозионные повреждения тел качения, рабочих и посадочных поверхностей, увеличиваются зазоры и неравномерность вращения, трещины и сколы наружных и внутренних колец подшипника. Большинство подшипников, примерно 75 %, выбраковываются из-за увеличения зазоров выше предельных значений, износа посадочных поверхностей – 11 %, повреждения рабочих поверхностей дорожек и тел качения – 10 % и поломок – 4 %.

Проверка подшипников перед монтажом

Визуальный контроль. Перед сборкой подшипники должны быть очищены от защитной смазки, грязи и посторонних частиц. Для этого их тщательно промывают в 6-процентном растворе минерального масла, бензине или в горячих (70-75 °С) антикоррозионных водных растворах. Для снятия статического заряда рекомендуется добавлять в бен-

зин антистатическое вещество – сигбол. Для очистки мелких подшипников применяют ультразвуковой способ. После промывки подшипник проверяют на легкость вращения и шум. Для этого, подшипник удерживают за внутреннее кольцо в горизонтальном положении, и вращают наружное кольцо. Вращение должно быть легким и плавным. При внешнем осмотре проверяются видимые дефекты.

На рабочих поверхностях подшипника не допускаются:

темные пятна, следы коррозии, раковины, забоины, вмятины, глубокие риски или царапины, выкрашивание, шелушение, трещины, сколы, прижоги, трещины, провисание и деформация и прочие дефекты сепаратора.

На рабочих поверхностях допускаются:

- 1) выработка не более 60 % рабочей поверхности на одном торце кольца (в пределах допуска на его ширину);
- 2) следы зачистки мелких забоин и ржавчины;
- 3) единичные грубые шлифовальные риски; единичные мелкие токарные риски, охватывающие 2/3 окружности кольца, длиной каждая не более 1/2 окружности;
- 4) пучок мелких токарных рисок (надиры) общей шириной не более 1/2 ширины кольца и длиной не более 1/2 длины окружности;
- 5) чернота размером не более 10 % площади шлифованной поверхности.

Инструментальный контроль

Номинальный диаметр подшипника по отверстию определяется по условному обозначению подшипника, а действительный размер измеряется нутромером. Если действительные значения параметров подшипника вышли за пределы допустимых, то такие подшипники выбраковываются.

Параметры подшипников обозначаются следующим образом:

d – диаметр отверстия внутреннего кольца;

D – диаметр наружной поверхности наружного кольца;

B – ширина колец подшипников;

d_m, D_m – средний диаметр внутреннего и наружного колец:

$$d_m = (d_{max} + d_{min}) / 2, \quad D_m = (D_{max} + D_{min}) / 2,$$

где D_{max}, d_{max} – наибольшие значения диаметров при измерении;

D_{min}, d_{min} – наименьшие значения диаметров при измерении.

Пример

При номинальном диаметре подшипника $d = 100$ мм отклонения по таблице 2-12 ГОСТ 520-2011 будут для d_{cp} : верхнее 0 , нижнее $-0,02$ мм; для d : верхнее $+0,005$ мм, нижнее $-0,025$ мм.

Отсюда:

- наибольшее предельное значение $d_{cp} = 100,000$ мм;
- наименьшее ----- $d_{cp} = 99,980$ ---;
- наибольшее ----- $d = 100,005$ ---;
- наименьшее ----- $d = 99,975$ ---.

Замеры дали следующие результаты: $d_{max} = 99,998$ мм, $d_{min} = 99,976$ мм, т. е. находятся в допуске. Такой подшипник считается **годным**, так как $d_{cp} = (99,998 + 99,976) / 2 = 99,987$ мм и не выходит за предельные значения ($100,000 - 99,980$ мм).

Если замеры дали результаты: $d_{max} = 100,004$ мм; $d_{min} = 99,998$ мм, то $d_{cp} = 100,001$ мм, т. е. выходит из допуска, несмотря на то, что значения d находятся в допуске. Такой подшипник признаётся **негодным**.

Радиальный зазор в подшипниках

Работа подшипника в узле машин зависит от наличия в нем оптимального радиального зазора G_r между кольцами и телами качения.

В радиальных подшипниках (нерегулируемых) различают *три* вида радиальных зазоров (рис. 22):

1) **начальный** – зазор в свободном подшипнике до его посадки на рабочее место;

2) **посадочный** – зазор в подшипнике после посадки его на вал и в корпус узла машин; (посадочный зазор всегда меньше начального зазора из-за изменения диаметров колец подшипников, которые изменяются от создаваемых посадочных натягов);

3) **рабочий** – зазор в подшипнике в его рабочем состоянии, т. е. под его рабочей нагрузкой, при установившемся температурном режиме.

Имеющийся в шариковых радиально-упорных подшипниках повышенный начальный радиальный зазор обеспечивает возможность получения необходимого углового контакта между шариками и дорожками качения колец. Нормирование начальных радиальных зазоров, от которых в значительной мере зависят величины рабочих зазоров подшипников, имеет целью обеспечить:

1) равномерное распределение нагрузки между телами качения, действующей на подшипник;

- 2) смещение вала (или корпуса) в радиальном и осевом направлениях, в пределах зазора в подшипниках;
- 3) уменьшение вибрации и шумов при работе подшипника.

Схемы измерения радиального зазора

Закреплено наружное кольцо по торцу Закреплено внутреннее кольцо по торцу Кольца не закреплены

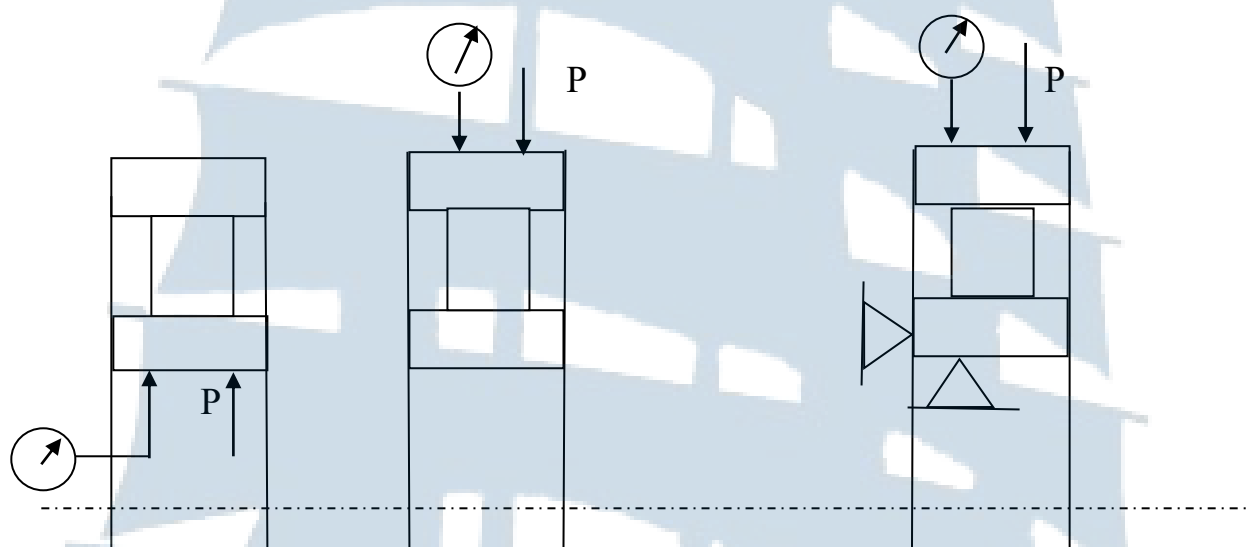


Рис. 22

Радиальный зазор определяется как средняя величина нескольких измерений суммарного смещения в плоскости, перпендикулярной к оси подшипника. При измерении радиального зазора такое смещение может претерпевать одно из колец (другое кольцо неподвижно) при его вращении в различных направлениях.

При измерении ось подшипника должна быть горизонтальна. Одно из колец неподвижное, торцы этого кольца закреплены. Производится измерение величины перемещения свободного кольца в радиальных направлениях под действием приложенной нагрузки. Вследствие различных требований, предъявляемых к зазору в состоянии поставки, радиальные подшипники выпускаются по группам зазоров. Номер группы радиального зазора проставляется в маркировке перед классом точности. Нормальная группа по умолчанию не указывается.

2.3. Зубчатые передачи

Таблица 23

Классификация зубчатых передач по основным признакам

Признаки	Разновидности	
Расположение осей	Параллельное, перекрещивающееся, пересекающееся	Все виды передач
Вид образующей наружной поверхности	Цилиндрическая	Прямозубая Косозубая Винтовая Новикова ДЛЗ
	Коническая	Прямозубая Косозубая Гипоидная Спироидная Смешанная (конич.+цилин.)
	Червячная	С нормальным червячным валом С архимедовым ч/в С глобоидным ч/в
	Реечная	

Передачи цилиндрические зубчатые ГОСТ 1643-81

ГОСТ 1643-81 устанавливает 12 степеней точности. Допуски для 1-й и 2-й степеней точности не регламентированы.

Для каждой степени точности установлены три независимые нормы: **кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев**. Эти виды норм точности можно применять в той или иной комбинации, что позволяет выделить нужные требования к точности, исходя из условий эксплуатации и технологических возможностей производства.

На комбинирование норм точности введены ограничения:

– нормы плавности работы колеса могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее степени кинематической точности;

– нормы контакта зубьев могут быть назначены по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы колеса, а также по степени не более чем на одну грубее от норм плавности.

Боковые зазоры в зубчатой передаче определяются в основном толщиной зубьев и межцентровым расстоянием.

Для разных условий эксплуатации требуются различные боковые зазоры независимо от точности зацепления.

Исходя из этого, ГОСТ 1643-81 предусматривает *шесть видов сопряжений* (рядов точности), определяющих наименьший (гарантированный) боковой зазор между зубьями.

Принятые сопряжения обеспечивают при любом угловом положении зубчатых колёс боковой зазор не меньше гарантированного значения.

Виды сопряжений:

H – с нулевым гарантированным зазором;

E – с особо малым;

D – с малым;

C – с уменьшенным;

B – с нормальным;

A – с увеличенным боковым зазором.

В большинстве случаев применяется сопряжение с нормальным боковым зазором **B**.

Таблица 24

Соответствие видам сопряжений, видов допусков на боковой зазор и классов отклонений межосевого расстояния

Вид сопряжения	<i>H</i>	<i>E</i>	<i>D</i>	<i>C</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	--	--	--
Вид допуска бокового зазора	<i>h</i>	<i>e</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	<i>z</i>	<i>y</i>	<i>x</i>
Класс отклонений межосевого расстояния	I	II	III	IV	V	VI	--	--	--

* Допускается изменять соответствие между видом сопряжения, видом допуска, классом отклонения межосевого расстояния.

Условное обозначение точности зубчатых колёс

Состоит из одной или трёх цифр (при комбинировании норм разных степеней точности) и одной или двух букв (при изменении допуска бокового зазора), например:

1) 7 – С ГОСТ 1643-81 (степень точности по всем трём нормам – 7, т. е. – кинематической, плавности, контакта; вид сопряжения – С; вид допуска бокового зазора – с; класс отклонения м/о расстояния – IV);

2) 8 – 7 – 6 Ва ГОСТ 1643-81 (степень точности по нормам кинематической точности – 8, плавности работы – 7, контакта зубьев – 6; вид сопряжения – В; вид допуска бокового зазора – а; класс отклонения межосевого расстояния – VI).

Контроль показателей бокового зазора

Показатели бокового зазора рекомендуется контролировать проверкой смещения исходного контура **накладным зубомером смещения**. Он снабжён двумя губками, измерительные плоскости которых расположены под углом 40°. Губки расположены симметрично относительно оси индикатора. Прибор настраивают по роликам. Ленинградский инструментальный завод (ЛИЗ) выпускает накладные зубомеры смещения типоразмеров – 10, 40, 60 соответственно для модулей 2-10, 8-40, 28-60. Показания индикатора соответствуют смещению исходного контура от его номинального положения. Отклонение стрелки вправо указывает на положительное смещение исходного контура и увеличение толщины зуба, или влево – отрицательное смещение и уменьшение толщины зуба.

Зависимость между смещением исходного контура (E_{Hr}) и отклонением толщины зуба (E_{cr}) выражается формулой:

$$E_{cr} = 0,73 \times E_{Hr}.$$

Косозубые колёса проверяют в нормальном сечении зуба. В данных измерениях следует учитывать отклонение наружного диаметра, так как именно он является измерительной базой.

Контроль длины общей нормали

Контроль этого параметра не связан с использованием промежуточной базы (т. е. какого-либо размера поверхности) и получил широкое применение. Контроль производится инструментами как специ-

альными (кромочный микрометр), так и универсальными (штангенциркуль с ценой деления 0,05-0,01).

Число измеряемых зубьев n при коэффициенте смещения не более $x = \pm 0,3$ принимают $n = 0,11z + 0,6$ с последующим округлением до ближайшего целого числа.

Длину общей нормали W для прямозубых колёс можно определить по формуле

$$W = [1,476 (2n-1) + 0,014 z] m ,$$

$$W_{кор} = W + 2 x m \sin \alpha, \text{ при } \sin \alpha = 20^\circ \quad W_{кор} = W + 0,684 m .$$

Измерение толщины зуба на базе наружного цилиндра колеса

1-й способ – измерение по хорде делительной окружности S_x на высоте h_x : $S_x = m \times b$; $h_x = m \times a$.

В зависимости от числа зубьев колеса вводятся коэффициенты a и b . Чем больше число зубьев у измеряемого зубчатого колеса, тем ближе значения коэффициентов к своим номинальным значениям: $a \rightarrow 1$; $b \rightarrow 1,57$.

Таблица 25

Значение коэффициентов a и b для определения толщины зуба по хорде делительной окружности

z	a	b	z	a	b	z	a	b
10	1,0615	1,5643	22	1,0280	1,5694	38	1,0162	1,5703
11	1,0559	1,5654	23	1,0268	1,5695	40	1,0154	1,5703
12	1,0513	1,5663	24	1,0256	1,5696	42	1,0146	1,5704
13	1,0473	1,5669	25	1,0245	1,5697	45	1,0137	1,5704
14	1,0440	1,5675	26	1,0237	1,5698	48	1,0128	1,5705
15	1,0410	1,5679	27	1,0228	1,5699	50	1,0123	1,5705
16	1,0385	1,5682	28	1,0220	1,5699	55	1,0112	1,5705
17	1,0362	1,5685	29	1,0212	1,5700	80	1,0077	1,5706
18	1,0342	1,5688	30	1,0206	1,5700	135	1,0045	1,5707
19	1,0324	1,5690	32	1,0192	1,5701	3/p	1,0000	1,5708
20	1,0308	1,5601	34	1,0183	1,5702			
21	1,0293	1,5693	35	1,0176	1,5702			

2-й способ – измерение по постоянной хорде \check{S}_c на расстоянии \hat{h}_c от диаметра выступов.

Для **прямозубых колёс без смещения** ($X = 0$): $\check{S}_c = 1,378 m$; $\hat{h}_c = 0,748m$. При отклонении диаметра выступов от номинального значения на величину T_{da} вводится поправка равная $T_{da} \times 2tga$.

Для **прямозубых колёс со смещением**: $\check{S}_c = (1,378 + 0,643x) m$; $\hat{h}_c = h_x - 1,182 \check{S}_c$.

* Второй способ следует предпочитать первому.

Модули и питчи

В США для зубчатых передач применяют исходные контуры, представленные в табл. 26. В этой же таблице даны параметры исходных контуров, которые в настоящее время аннулированы, но зубчатые колёса, выполненные по ним, могут находиться в эксплуатации. Согласно стандартам США, размеры зуба определяются параметром, который называется *диаметральный питч*.

Диаметральный питч равен числу зубьев, приходящихся на один дюйм (25,4 мм) длины диаметра делительной окружности: $P = z / d^{\text{II}}_d$.

Таблица 26

Исходные контуры, применяемые в США

Наименование	f_0	c_0	a_0	r_i	Примечание
AGMA 201.02	1	0,25	20°	0,3	Применяемые
AGMA 201.02A	1	0,25	25°	0,3	
AGMA 14 ½ ° Composite Systems	1	0,157	14,5°	0,157	Аннулированные
ASA B _b ⁶	1	0,157	20°	0,235	
ASA B _b ⁶ Stub tooth	0,8	0,2	20°	0,3	
f_0 – коэффициент высоты головки зуба c_0 – коэффициент радиального зазора пары a_0 – угол зацепления пары r_i – радиус закругления у основания зуба * для шлифованных и шевингованных колёс $c_0 = 0,35-0,45$					

Между питчем и модулем существует зависимость:

$$P m = 25,4 .$$

По ГОСТ 13755-82: $h = 2m$; $r_i = 0,4$; $c = 0,25m$; $f_0 = 1$; $c^I_o = 0,25$.

Таблица 27

**Стандартные модули и питчи различных стран,
и соответствующие им значения основного шага**

Модуль, мм	Питч, P	Угол зацепления a_o , градусы				
		22,5	20	17,5	15	14,5
Основной шаг t_o , мм						
1 (C1)	---	2,9	2,95	3,0	3,03	---
1,058	24	3,07	3,12	3,17	---	3,22
1,125 (C2)	---	3,27	3,32	3,37	3,41	---
1,25 (C1)	---	3,63	3,69	3,74	3,79	---
1,411	18	4,10	4,16	4,23	---	4,29
1,5 (C1)	---	4,35	4,43	4,49	4,55	---
1,75 (C2)	---	5,08	5,17	5,24	5,31	---
1,814	14	5,27	5,34	5,44	---	5,52
2 (C2)	---	5,80	5,90	5,99	6,07	---
2,117	12	6,14	6,25	6,34	---	6,44
2,25 (C2)	---	6,53	6,64	6,74	6,83	---
2,309	11	6,70	6,82	6,92	---	7,02
2,5 (C1)	---	7,26	7,38	7,49	7,59	---
2,54	10	7,37	7,50	7,61	---	7,73
2,75 (C2)	---	7,98	8,12	8,24	8,34	---
2,822	9	8,19	8,33	8,46	---	8,58
3 (C1)	---	8,71	8,86	8,99	9,10	---
3,175	8	9,22	9,37	9,51	---	9,66
3,25*	---	9,43	9,59	9,74	9,86	---
3,5 (C2)	---	10,16	10,33	10,49	10,62	---
3,629	7	10,53	10,71	10,87	---	11,04
3,75*	---	10,88	11,07	11,24	11,38	---
4 (C1)	---	11,61	11,81	11,98	12,14	---
4,233	6	12,29	12,5	12,68	---	12,88
4,25	---	12,34	12,55	12,73	12,90	---
4,5 (C2)	---	13,06	13,28	13,48	13,66	---
5 (C1)	---	14,51	14,76	14,98	15,17	---
5,080	5	14,74	15,00	15,22	---	15,45

Продолжение табл. 27

Модуль, мм	Питч, Р	Угол зацепления a_o , градусы				
		22,5	20	17,5	15	14,5
		Основной шаг t_o , мм				
5,5 (C2)	---	15,96	16,24	16,48	16,69	---
5,644	4,5	16,38	16,66	16,91	---	17,17
6 (C1)	---	17,41	17,71	17,98	18,21	---
6,350	4	18,43	18,75	19,03	---	19,31
6,5**	---	18,87	19,19	19,48	19,72	---
7 (C2)	---	20,32	20,66	20,97	21,24	---
7,257	3,5	21,06	21,42	21,74	---	22,07
8 (C1)	---	23,22	23,62	23,97	24,28	---
8,476	3	24,58	25,00	25,37	---	25,75
9 (C2)	---	26,12	26,57	26,97	27,31	---
10 (C1)	---	29,02	29,52	29,96	30,35	---
10,160	2,5	29,46	29,99	30,44	---	30,90
11 (C2)	---	31,93	32,47	32,96	33,38	---
11,289	2,25	32,77	33,30	33,82	---	34,34
12 (C1)	---	34,83	35,43	35,95	36,41	---
12,700	2	36,86	37,49	38,05	---	38,63
13	---	37,73	38,38	38,95	39,45	---
14 (C2)	---	40,63	41,33	41,95	42,48	---
14,514	1,75	42,13	42,86	43,49	---	44,15
15	---	43,54	44,28	44,94	45,52	---
16 (C1)	---	46,44	47,23	47,94	48,55	---
16,933	1,5	49,15	50,01	50,73	---	51,51
18 (C2)	---	52,24	53,14	53,93	54,62	---
20 (C1)	---	58,05	59,04	59,92	60,89	---
20,320	1,25	58,98	59,98	60,88	---	61,81
22 (C2)	---	63,85	64,95	65,92	66,76	---
24(Г)	---	69,66	70,85	71,98	72,83	---
25 (C1)	---	72,56	73,80	74,90	75,86	---
25,400	1	73,72	74,98	76,10	---	77,26
26	---	75,46	76,76	77,90	78,90	---
27	---	78,37	79,71	80,90	81,93	---
28 (C2)	---	81,27	82,66	83,89	84,97	---
30	---	87,07	88,56	89,89	91,04	---
32 (C1)	---	92,88	94,47	95,88	97,10	---
33	---	95,78	97,42	98,87	100,14	---
33,866	0,75	98,29	99,98	101,47	---	103,00

Модуль, мм	Питч, Р	Угол зацепления α_o , градусы				
		22,5	20	17,5	15	14,5
		Основной шаг t_o , мм				
36 (C2)	---	104,49	106,28	107,86	109,24	---
40 (C1)	---	116,10	118,09	119,85	121,38	---
42	---	121,90	123,99	125,84	127,45	---
45 (C2)	---	130,61	132,85	134,83	136,55	---
50	---	145,12	147,61	149,81	151,73	---
50,800	0,5	147,44	149,97	152,21	---	154,51

* – только для автомобильной промышленности;

** – только для тракторной промышленности;

1. В первой графе слева помещены модули, стандартизованные в РФ и Германии. Модули, имеющиеся в ГОСТ 9563-85, отмечены (C1) – 1-й ряд, (C2) – 2-й ряд, а модули, имеющиеся только в немецком стандарте DIN 780, отмечены буквой (z). Модули, соответствующие диаметральным питчам Р второй графы, стандартизованные в странах с дюймовой системой мер, смещены в первой графе вправо.

2. При назначении модулей 1-й ряд (C1) следует предпочитать 2-му ряду (C2).

Таблица 28

Предельные значения коэффициента смещения шестерни и прямозубой цилиндрической передачи

Число зубьев $ш : к$	$x_{ш}$ при угле зацепления пары α				
	18°	20°	22°	24°	26°
12:12	-	-	+0,12/+0,12	+0,23/+0,11	+0,58/+0,09
12:15	-	-	+0,37/+0,12	+0,62/+0,12	+0,60/+0,12
12:18	-	+0,27/+0,20	+0,56/+0,12	+0,65/+0,12	+0,70/+0,12
12:25	+0,25/+0,25	+0,45/+0,20	+0,57/+0,15	+0,65/+0,12	+0,68/+0,12
12:33	+0,38/+0,30	+0,53/+0,22	+0,58/+0,17	+0,68/+0,12	+0,55/+0,12
12:48	+0,30/+0,30	+0,54/+0,25	+0,60/+0,17	+0,72/+0,12	-
12:80	-	+0,55/+0,25	+0,61/+0,12	+0,80/+0,12	-
13:13	-	-	+0,10/+0,10	+0,37/+0,06	+0,68/+0,06
13:17	-	+0,25/+0,10	+0,55/+0,06	+0,67/+0,06	+0,75/+0,06
13:20	+0,16/+0,15	+0,32/+0,06	+0,58/+0,06	+0,67/+0,06	+0,68/+0,06
13:25	+0,50/+0,20	+0,58/+0,12	+0,60/+0,08	+0,68/+0,06	+0,65/+0,06

Число зубьев <i>ш : к</i>	<i>х_ш при угле зацепления пары α</i>				
	18°	20°	22°	24°	26°
13:38	+0,40/+0,20	+0,59/+0,17	+0,61/+0,10	+0,72/+0,06	+0,55/+0,06
13:50	+0,28/+0,23	+0,60/+0,20	+0,62/+0,10	+0,75/+0,06	+0,43/+0,06
13:80	-	+0,58/+0,12	+0,63/+0,06	+0,85/+0,06	-
14:14	-	-	+0,20/0,00	+0,30/0,00	+0,65/+0,10
14:18	-	+0,30/+0,04	+0,58/+0,00	+0,70/+0,00	+0,75/0,00
14:22	+0,38/+0,012	+0,60/+0,08	+0,62/0,00	+0,72/0,00	+0,83/0,00
14:28	+0,41/+0,17	+0,62/+0,12	+0,64/+0,04	+0,75/0,00	+0,75/0,00
14:42	+0,30/+0,18	+0,63/+0,13	+0,66/+0,07	+0,78/0,00	-
14:65	-	+0,62/+0,13	+0,68/+0,05	+0,86/0,00	-
14:80	-	+0,60/+0,12	+0,67/0,00	+0,90/0,00	-
16:16	-	+0,12/-0,12	+0,40/+0,12	+0,78/-0,12	+0,90/-0,12
16:20	+0,10/-0,08	+0,40/-0,08	+0,75/-0,12	+0,80/-0,12	+0,92/-0,12
16:25	+0,40/0,00	+0,67/-0,08	+0,70/-0,12	+0,80/-0,12	+0,90/-0,12
16:31	+0,50/+0,20	+0,72/-0,03	+0,75/-0,12	+0,82/-0,12	+0,85/-0,12
16:50	+0,18/+0,03	+0,72/-0,02	+0,75/-0,08	+0,90/-0,12	+0,68/0,00
16:65	-	+0,71/-0,01	+0,76/-0,10	+0,96/-0,12	-
16:80	-	+0,70/-0,10	+0,77/-0,08	+1,02/-0,12	-
20:20	+0,10/-0,17	+0,42/-0,17	+0,72/-0,17	+1,00/-0,17	+1,17/-0,17
20:25	+0,40/-0,17	+0,72/-0,17	+0,86/-0,17	+1,00/-0,17	+1,12/-0,17
20:31	+0,48/-0,17	+0,85/-0,17	+0,90/-0,17	+1,05/-0,17	+1,07/0,00
20:42	+0,20/-0,17	+0,80/-0,17	+0,90/-0,17	+1,07/-0,17	+1,04/-0,10
20:65	+0,02/-0,17	+0,83/-0,17	+0,92/-0,17	+1,10/-0,17	-
20:80	-0,17/-0,17	+0,83/-0,17	+0,92/-0,17	+1,12/-0,17	-
20:100	-	+0,83/-0,17	+0,92/-0,17	+1,12/0,00	-
25:25	+0,37/-0,24	+0,72/-0,24	+1,05/-0,24	+1,20/-0,24	+1,32/-0,24
25:31	+0,40/-0,24	+0,78/-0,24	+1,10/-0,24	+1,20/-0,24	+1,32/-0,24
25:38	+0,20/-0,24	+1,00/-0,24	+1,10/-0,24	+1,20/-0,24	+1,28/-0,24
25:50	+0,10/-0,24	+1,00/-0,24	+1,10/-0,24	+1,18/-0,24	-
25:80	-0,30/-0,24	+1,00/-0,24	+1,10/-0,24	+1,15/-0,24	-
25:100	-0,45/-0,24	+1,00/-0,24	+1,10/-0,24	+1,20/+0,08	-
31:31	+0,35/-0,42	+1,00/-0,42	+1,10/-0,42	+1,25/-0,30	+1,38/+0,25
31:38	+0,20/-0,42	+1,00/-0,42	+1,17/-0,42	+1,22/-0,17	+1,38/+0,25
31:46	+0,08/-0,42	+1,00/-0,42	+1,12/-0,42	+1,22/-0,12	+1,32/+0,48
31:65	-0,07/-0,42	+1,00/-0,42	+1,12/-0,42	+1,22/0,00	-
31:100	-0,52/-0,42	+1,00/-0,42	+1,12/-0,42	+1,22/+0,12	-
31:125	-	+1,00/-0,42	+1,12/-0,42	+1,22/+0,30	-
42:42	+1,00/-0,50	+1,00/-0,75	+1,15/-0,75	+1,28/0,00	+1,48/+0,67

Число зубьев $ш : к$	$x_{ш}$ при угле зацепления пары α				
	18°	20°	22°	24°	26°
42:50	-0,08/-0,50	+1,00/-0,75	+1,16/-0,52	+1,31/+0,10	+1,51/+0,80
42:65	-0,22/-0,40	+1,00/-0,75	+1,17/-0,50	+1,32/+0,15	-
42:80	-0,40/-0,40	+1,00/-0,75	+1,18/-0,47	+1,30/+0,42	-
42:125	-	+1,00/-0,75	+1,15/-0,38	+1,28/+0,57	-
50:50	-0,12/-0,41	+1,00/-1,00	1,20/-0,42	+1,38/+0,18	+1,58/+1,05
50:65	-0,40/-0,40	+1,00/-1,00	+1,18/-0,42	+1,37/+0,28	-
50:80	-0,40/-0,40	+1,00/-1,00	+1,18/-0,42	+1,37/+0,40	-
50:100	-	+1,00/-1,00	+1,18/-0,32	+1,35/+0,47	-

Примечания:

1. В числителе – наибольшие значения коэффициентов смещения, в знаменателе – наименьшие.

2. В косозубых передачах вместо чисел зубьев шестерни и колеса применять их приведённые значения: $z_{ш}^I = z_{ш} / \cos^3 \beta_d$; $z_{к}^I = z_{к} / \cos^3 \beta_d$, а коэффициенты смещения шестерни и угол зацепления пары нужно брать в нормальном сечении: $x_{нш} = x_{сш} / \cos \beta_d$; $\text{tg } \alpha_n = \text{tg } \alpha_s \times \cos \beta_d$.

Определение угла наклона β_d косозубой цилиндрической передачи

Угол наклона β_d определяется по шестерни или колесу, находящихся в менее изношенном состоянии.

При отсутствии условий, т. е. в полевых, угол наклона зубьев (β_d) колеса или шестерни определяется следующим образом.

Берем чистый лист бумаги, расстилаем его на ровной поверхности и прокатываем по нему зубчатое колесо. Затем, на отпечатке по линейке проводим линию, соединяющую начало зубьев. Берём угломер, если его нет, транспортир и по полученному отпечатку измеряем угол наклона зуба на наружном диаметре зубчатого колеса β_e . Через соотношение определяем угол наклона зуба на делительном диаметре

$$\sin \beta_d = \frac{z \times m_n}{d_e} \text{tg } \beta_e.$$

При этом необходимо помнить, что у косозубых передач углы наклона зубьев у шестерни и колеса равны по значению, но противо-

положны по направлению, т. е. левое и правое. Здесь необходимо отличать косозубую винтовую передачу, у которой оси не параллельны, а перекрещиваются и значения углов (β_d) и направление наклона зубьев одинаковое у шестерни и колеса.

Замена питчевых зубчатых колёс модульными зубчатыми колёсами

Задача сводится к проектированию передачи с уже заданным передаточным числом ($z_{ш}$ и z_k известны) и межосевым расстоянием. В большинстве случаев удаётся сохранить прежние числа зубьев, но это не всегда возможно. Тогда новые числа зубьев определяют по формулам:

$$z_{ш} = \frac{2A}{m_n(i+1)}; \quad z_k = iz_{ш}.$$

Пример 1

Прямозубую питчевую зубчатую пару без смещения исходного контура $z_{ш} = 20$; $z_k = 40$; $P = 5$ заменить на модульную.

1. Переведём питч в модуль по формуле $m \times P = 25,4$ или по табл. 27, тогда $m = 5,08$ мм.

2. Принимаем ближайший стандартный модуль $m = 5$ мм, $\alpha_0 = 20^\circ$.

3. Фактическое расстояние между осями $A = \frac{20+40}{2} \times 5,08 = 152,4$.

4. Нормальное расчётное расстояние между осями при $m = 5$
 $A_0 = \frac{20+40}{2} \times 5 = 150$.

5. Находим угол зацепления пары, $\cos \alpha_s$; при $\beta_d = 0$ $\cos \alpha_{os}$ и $\cos \alpha_0$ совпадают, и тогда

$$\cos \alpha_s = \frac{A_0}{A} \times \cos \alpha_{os} = \frac{150}{152,4} \times \cos 20^\circ; \quad \alpha_s = 22^\circ 24'$$

6. Угол зацепления в данной паре, табл. 28, может находиться в пределах 18° - 26° , а он составляет $22^\circ 24'$, следовательно, смещение возможно.

7. Если нарезать зубья $m = 5$ мм на нормальных расчётных диаметрах, то у нас в паре образуется радиальный зазор, равный $152,4 - 150 = 2,4$ мм и боковой зазор. Влиять отрицательно зазоры будут на все три нормы точности (кинематической, плавности, контакта). Вопрос в том, до какой степени мы можем себе это позволить.

8. Итак, необходимо устранить образовавшийся радиальный зазор. В передачах, особенно силовых, наиболее уязвимым звеном является шестерня. Исходя из этого, смещению (корректированию), в данном примере положительному, подвергают именно шестерню на величину 2,4 мм.

9. Коэффициент смещения x в общем случае не должен превышать $\pm 1,0$. Тогда $X = x \times m$. В нашем случае мы увеличиваем наружный диаметр шестерни на величину, равную двум разностям в межосевом расстоянии, т. е. на 4,8 мм.

10. Нарезаем шестерню и колесо одним инструментом, т. е. или червячной, или дисковой, или пальчиковой модульными фрезами одного модуля и угла профиля.

Пример 2

$z_1 = 20$; $z_2 = 40$; $d_{a1} = 55,8$; $d_{a2} = 106,6$; $A = 76,2$.

Подобрать для зубчатой питчевой передачи модульную шестерню, при неизменности межосевого расстояния и передаточного отношения.

1. Определяем шаг зацепления и питч. На наилучше сохранившейся шестерне или колесе проводим замеры длин общей нормали на 2-х и 3-х или на 4-х и 5-ти зубьях. Из разницы длин нормалей определяем шаг зацепления и находим по шагу питч P : $t_{o1} = 19,44 - 11,72 = 7,72$; $t_{o2} = 35,22 - 27,48 = 7,74$. Принимаем среднее значение $t_o = 7,73$ и так $P = 10$ с углом зацепления $a = 14,5^\circ$.

2. Из соотношения $mP = 25,4$ или по табл. 27 находим ближайший аналог модуля, и он не совпадёт со стандартным значением (ГОСТ 13755-82), помимо прочего не совпадает угол зацепления с принятым в РФ, а он равен 20° . Выбираем ближайшее значение модуля из 1, 2, 3-го рядов (1-й ряд следует предпочитать 2-му ряду и т. д.), оно равно $m = 2,5$.

3. Несовпадение углов зацепления при неизменных прочих величинах (A , P , m) приведёт лишь к увеличению шумов и изменению бокового гарантированного зазора. Для этого шестерню прорезают не на величину равную $2,25m = 2,25 \times 2,5 = 5,625$, а на величину $2,25 \times 2,54 = 5,715$. Разница составляет менее $0,1$ мм, а именно $0,09$ мм. При известных допущениях этой разницей можно пренебречь (допуски на диаметры выступов шестерни и колеса степеней точности B и C превышают это значение $0,09$ мм, а именно эти поверхности являются базовыми при наборе глубины резания и измерениях зуба).

2.4. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения относятся к виду зубчатых передач и различаются по конструктивным, технологическим признакам и по характеру сопряжения.

Основные конструктивные и технологические признаки:

- форма поперечного сечения соединения (профиль);
- расположение образующей боковой поверхности относительно оси соединения;
- способ центрирования сопрягаемых деталей (вала и ступицы);
- методы технологической обработки (копирование, обкатка и т. д.).

По форме поперечного сечения шлица соединения делятся на *три группы*:

- прямобоочные шлицы;
- эвольвентные шлицы ($\alpha = 30^\circ$);
- треугольные шлицы ($\alpha = 60^\circ$).

подавляющее большинство шлицевых соединений имеют прямобоочный профиль.

По ГОСТ 1139-80 минимальное число зубьев – 4, максимальное – 20, число зубьев всегда чётное.

К *эвольвентным* относятся соединения со шлицами, имеющими эвольвентные боковые поверхности с углом исходного контура $\alpha = 30^\circ$.

По расположению оси шлица относительно оси соединения различают:

- прямые шлицы, образующие боковых поверхностей которых, параллельны оси соединения;
- винтовые шлицы, образующие боковых поверхностей которых, представляют собой винтовые линии, соосные с осью соединения;
- конические зубья – с образующими боковых поверхностей в виде линейчатых конусов с небольшим до $7^\circ 30'$ углом при вершине;
- торцовые зубья, образующие боковых поверхностей которых, образуют угол с осью соединения, близкий к прямому углу.

По способу центрирования сопрягаемых деталей различают следующие *виды центрирования*:

- по наружному диаметру (D);
- внутреннему диаметру (d);
- боковым поверхностям (b).

Часто применяется центрирование по вспомогательным цилиндрическим или коническим поверхностям (эти поверхности разгружают шлицевую часть от изгибающей и поперечной нагрузок).

Нужно отметить, что:

- прямобочные соединения могут центрироваться по любому из перечисленных способов и в комбинациях между собой;
- эвольвентные соединения центрируются по боковым поверхностям или наружному диаметру;
- соединения с треугольными шлицами центрируются только по боковым сторонам.

Выбор способа центрирования зависит от вида и характера нагрузки, а также от технологии производства шлицевых соединений.

Для уменьшения зазора в центрируемой паре может применяться радиальная затяжка.

В осевом направлении детали, установленные на шлицевой вал, фиксируют различными способами: гайками, торцовыми шайбами, пружинными стопорными кольцами и т. д.

Соединения с коническими и торцовыми зубьями требуют обязательной осевой фиксации (затяжки).

По технологическим признакам различают соединения термообработанные до твердости $HRC_3 \geq 45$. Различаются шлицевые соединения, полученные различными методами формообразования шлицев.

По характеру сопряжения деталей шлицевые соединения принято разделять на неподвижные, подвижные не под нагрузкой и подвижные под нагрузкой.

Шлицевое соединение в сборе представляет целую систему посадок:

- это Z посадок (по количеству шлицев) по боковым поверхностям зубьев;
- эта система может сочетаться с посадкой по диаметру впадин или выступов.

Взаимозаменяемость в шлицевых соединениях в большей степени зависит от погрешности формы, и главное, от расположения элементов профиля.

Прямобочные шлицевые соединения ГОСТ 1139-80

Допуски и основные отклонения размеров d , D , b для прямобочных шлицевых соединений согласно ГОСТ 1139-80 должны соответ-

ствовать ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-75), где d – диаметр впадины шлицевого вала и диаметр отверстия ступицы; D – диаметр выступов шлицевого вала и диаметр впадины ступицы; b – толщина шлица вала и толщина впадины ступицы.

Рекомендуемые сочетания полей допусков при центрировании по d , D , b приведены в ГОСТ 1139-80.

Условное обозначение прямобочного шлицевого соединения:
 $d - 8 \times 36H7/e8 \times 40H12/a11 \times 7D8/f8$ ГОСТ 1139-80:

- на первом месте ставится буква латинского алфавита, обозначающая, по какой поверхности происходит центрирование;
- число шлицев;
- номинальные размеры d , D , b с обозначением посадки или поля допуска;
- номер стандарта – ГОСТ 1139-80.

Допускается не указывать поле допуска нецентрирующих размеров: $d - 8 \times 36H7/e8 \times 40 \times 7D9/f8$.

Условное обозначение ступицы того же соединения:

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

и вала того же соединения:

$d - 8 \times 36e8 \times 40a11 \times 7f8$ или $d - 8 \times 36e8 \times 40 \times 7f8$.

Для ступицы предусмотрена одна **форма исполнения** с элементами закругления углов r и c в пересекающихся поверхностях.

Для вала предусмотрены три **формы исполнения** с теми же элементами закругления:

- А и С – применяются при центрировании по размеру d (впадина шлицевого вала шлифуется);
- В – применяется при центрировании по размеру D .

По нагрузке предусмотрено три серии соединений: лёгкая, средняя, тяжёлая, различающиеся высотой и числом шлицев. Валы тяжёлой серии изготавливаются только исполнения В и С (без подреза ножки шлица).

Рабочая глубина захода (высота поверхности контакта сопряжённых шлицев, измеренная в радиальном направлении) определяется по зависимости: $h_p = 0,5(D_B - d_A) - 2c$. Индексы A и B относятся к отверстию и валу соответственно; c – фаска, снятая под углом 45° размером от $0,3$ до $0,5 \pm 0,3$; r – радиус на внутренних поверхностях вала и втулки размером от $0,2$ до $0,5$.

Центрирование по внутреннему диаметру (d)

Посадка		Сопряжение													
		подвижное						неподвижное							
По d	Втулка	H8		H7						H7					
	Вал	e8	f7			g6		h7	h7	js6; js7			n6		
По b	Втулка	D9 F10	D9 F10	D9	F8	D9 F10	F8	D9 F10	H8	F8 F10	D9	H8	F8 F10	H8	
	Вал	e8 e9	f8 e8	h9	f7 f8 h7	f8 h9	f7 h7	f8 h9	h7 h8	h7 js7 k7	k7	js7	h7 js7	js7	

Таблица 30

Центрирование по наружному диаметру (D)

Посадка		Сопряжение									
		подвижное							неподвижное		
По D	Втулка	H8		H7						H7	
	Вал	e8	f7			g6		h7	js6	n6	
По b	Втулка	F8	D9 F8	F8	D9	D9 F8	F8	D9 F8	D9 F8	D9 F8	
	Вал	e8	e8 d9 h9	f7 f8 h8	f7 f8 h9	f7 h9	h8	f7	h8 js7	h8 js7	

Таблица 31

Центрирование по боковым сторонам шлицев (b)

Посадка		Сопряжение							
		подвижное		неподвижное					
По b	Втулка	D9; F8; F10		D9; F8; F10		D9; F8		D9; F10	
	Вал	e8; f8; d9; h9		e8; f8; d9; h9		js7		k7	

* Посадки и поля допусков в таблицах 29, 30, 31, выделенные жирным шрифтом, являются предпочтительными для применения.

Эвольвентные шлицевые соединения ГОСТ 6033-80

ГОСТ 6033-80 предусматривает центрирование соединений по боковым поверхностям или по наружному диаметру. Допускается центрирование по внутреннему диаметру. Посадки по диаметрам образуются сочетаниями полей допусков по ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-75).

Схема расположения полей допусков ширины впадины втулки (e) и толщины зуба вала (s) эвольвентных шлицевых соединений по ГОСТ 6033-80.

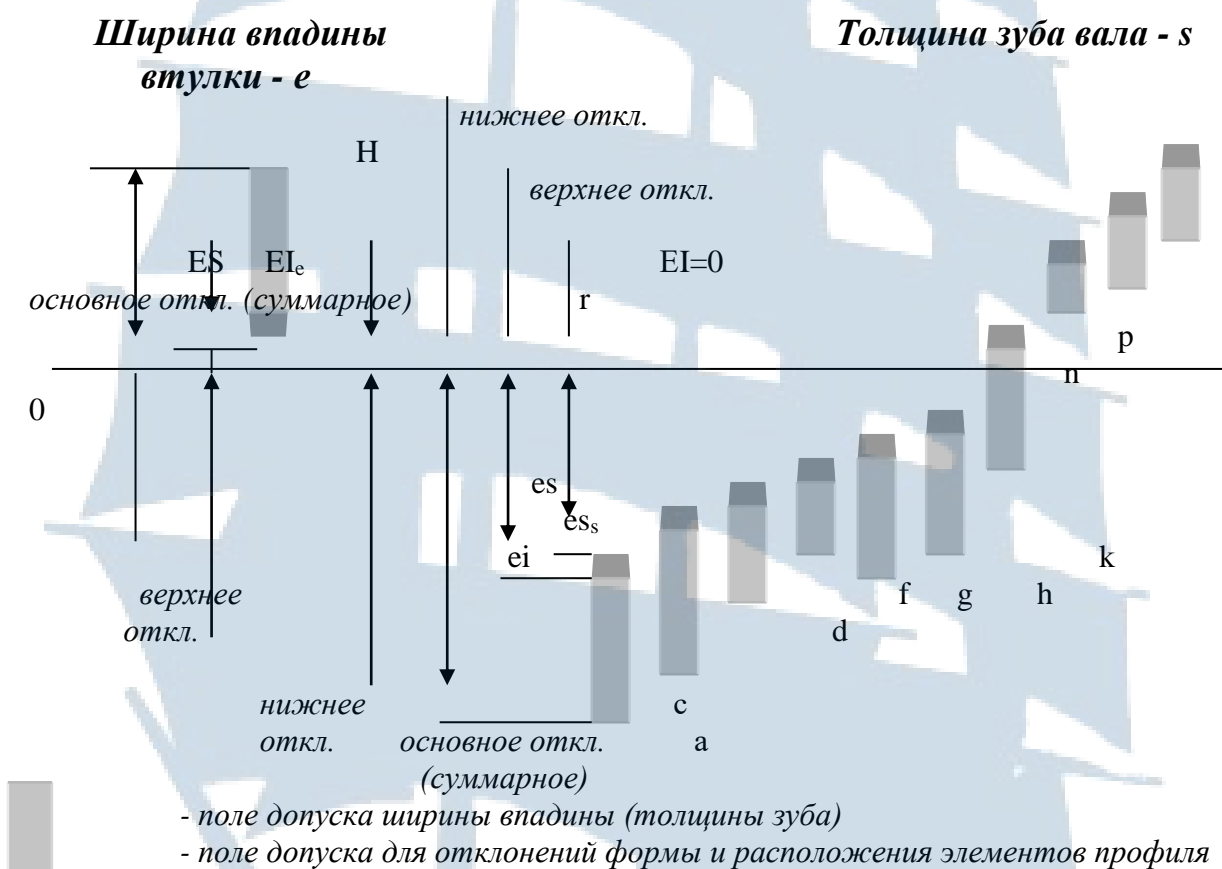


Рис. 23

Установлены три поля допуска T_e , T_s , T :

- допуск T_e – на размеры ширины впадины втулки;
- допуск T_s – на размеры толщины зуба вала;
- допуск T – на отклонения формы и расположения соответствующего элемента.

Установлены:

- три степени точности для ширины впадины отверстия, определяющие величины допусков T и T_e – 7, 9, 11;

– пять степеней точности для толщины зуба, определяющих величины допусков T и T_s – 7, 8, 9, 10, 11.

Обозначение полей допусков начинается с цифры и буквы (по аналогии с РС).

При центрировании по боковым поверхностям эвольвентных шлицев сочетание полей допусков размеров e и s , т. е. посадка, назначается по табл. 32.

Таблица 32

Поле допуска ширины впадины втулки	Поле допуска толщины зуба вала									
	9r	8p	7n	8k	7h	9h	9g	7f	8f	10d
7H	7H/9r	7H/8p	7H/7n	7H/8k	7H/7h	---	---	---	---	---
9H	---	---	---	9H/8k	---	9H/9h	9H/9g	9H/7f	9H/8f	---
11H	---	---	---	---	---	---	---	---	---	11H/10d

*Кроме посадок, приведённых в таблице, допускается применение специальных посадок, но только в случаях, когда поля допусков из данной таблицы не могут обеспечить предъявляемые требования.

При центрировании по наружному диаметру вала поля допусков размеров D_f и d_a и их сочетания выбираются по табл. 33, (D_f и d_a диаметр впадины втулки и диаметр выступов вала, соответственно).

Таблица 33

Центрирующий диаметр	Поле допуска	
	Ряд 1	Ряд 2
D_f	H7	H8
d_a	n6; js6; h6; g6; f7	n6; h6; g6; f7

При выборе полей допусков ряд 1 следует предпочитать ряду 2.

При центрировании по внутреннему диаметру вала поля допусков размеров D_a и d_f и их сочетания выбираются по табл. 34.

Таблица 34

Центрирующий диаметр	Поле допуска	
	Ряд 1	Ряд 2
D_a	H7	H8
d_f	n6; h6; g6	n6; h6; g6

1. При выборе полей допусков ряд 1 следует предпочитать ряду 2.
 2. Поля допусков e и s назначаются по таблице 1.
 3. Поля допусков не центрирующих диаметров: $h12$ – для диаметра d_a ; $H16$ – для диаметра D_f втулки с плоской формой впадины; для диаметра втулки с закруглённой формой впадины $D_{fmax} = D + 2,2m$.

Поля допусков ширины впадины втулки e должны быть 9H и 11H, а для толщины зуба вала s – 9h, 9g, 9d, 11c, 11a.

Таблица 35

Параметры эвольвентных шлицевых соединений ГОСТ 6033-80

Параметр	Расчётная формула
Модуль, m	Назначается
Делительный окружной шаг зубьев, P	$P = \pi m$
Угол профиля зуба, α	$\alpha = 30^\circ$
Число зубьев, z	Назначается
Диаметр делительной окружности, d	$d = mz$
Диаметр основной окружности, d_b	$d_b = mz \cos \alpha$
Высота зуба вала, h	$h_{min} = h_a + h_{fmin}$
Высота зуба втулки, H	$H = H_a + H_f$
Высота головки зуба вала, h_a : при центрировании по боковым поверхностям зубьев при центрировании по наружному диаметру	$h_a = 0,45m$ $h_a = 0,55m$
Высота головки зуба втулки, H_a	$H_a = 0,45m$
Высота ножки зуба втулки, H_f : при плоской форме дна впадины при закруглённой форме дна впадины	$H_{fmin} = 0,55m$ $H_{fmax} = 0,65m$ $H_f = 0,77m$

Параметр	Расчётная формула
Высота ножки зуба вала, h_f : при плоской форме дна впадины при закруглённой форме дна впадины	$h_{fmin} = 0,55m$ $h_{fmax} = 0,65m$ $h_f = 0,83m$
Радиус кривизны переходной кривой, ρ_f	$\rho_f = 0,15m$
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала, s	$s = (\pi/2)m + 2xm \operatorname{tg} \alpha$
Номинальная делительная окружная ширина впадины втулки, e	$e = (\pi/2)m + 2xm \operatorname{tg} \alpha$
Номинальный диаметр соединения, D	$D = mz + 2xm + 1,1m$
Диаметр окружности впадин втулки, D_f при плоской форме дна впадины при закруглённой форме дна впадины	$D_f = D$ $D_{fmin} = D + 0,44m$
Диаметр окружности вершин втулки, D_a	$D_a = D - 2m$
Смещение исходного контура, xm	$xm = 1/2 (D - mz - 1,1m)$
Диаметр окружности впадин вала, d_f при плоской форме дна впадины при закруглённой форме дна впадины	$d_{fmax} = D - 2,2m$ $d_{fmax} = D - 2,76m$
Диаметр окружности вершин зубьев вала, d_a при центрировании по боковым поверхностям зубьев	$d_a = D - 0,2m$ $d_a = D$
Толщина зуба по постоянной хорде, s_x (знак плюс берётся для вала)	$s_x = (\pi m/2 \pm 2xm \operatorname{tg} \alpha) \cos^2 \alpha$ (знак минус – для отверстия)
Расстояние от вершины зуба до постоянной хорды, h_x	$h_x = 0,5(d_a - d - s_x \operatorname{tg} \alpha)$
Диаметр окружности граничных точек зуба втулки, D_l	$D_{lmin} = d_a + F_r$
Диаметр окружности граничных точек зуба вала, d_l	$d_{lmin} = D_a - F_r$
Фаска или радиус притупления продольной кромки зуба втулки, k	$k = 0,15m$
Радиальный зазор, c	$c_{min} = 0,1m$

Условное обозначение шлицевых эвольвентных соединений

Условное обозначение должно содержать:

- номинальный размер соединения D , соответствующий D_f и d_a ;
- модуль m ;
- номинальный размер центрирующего элемента и посадку;
- номер стандарта – **ГОСТ 6033-80**.

Условное обозначение соединения номинального диаметра $D = 50 \text{ mm}$, $m = 2 \text{ mm}$ с центрированием по боковым сторонам зубьев и посадке 9H/9g:

50×2×9H/9g ГОСТ 6033-80.

Условное обозначение втулки этого соединения:

50×2×9H ГОСТ6033-80.

Условное обозначение вала этого соединения:

50×2×9g ГОСТ6033-80.

Условное обозначение этого же соединения с центрированием по наружному диаметру втулки D_f с посадкой H7/g6:

50×H7/g6×2 ГОСТ6033-80.

При центрировании по внутреннему диаметру вала d_f обозначение начинается с буквы i :

i50×H7/g6×2 ГОСТ 6033-80.

2.5. Угловые соединения

Угловые размеры широко используют при конструировании конических соединений. Во многих случаях эти размеры являются независимыми (фаски, уклоны – литейные и штамповочные, скосы, переходы), т. е. не связанные расчетными зависимостями с другими линейными или угловыми параметрами. Для независимых угловых размеров, применяемых в машиностроении, ГОСТ 8908-81 устанавливает три ряда нормальных углов.

Особыми свойствами конических соединений являются – самоцентрируемость сопрягаемых деталей, регулируемость характера сопряжения (без изменения размеров деталей), простота обеспечения герметичности.

Последнее свойство достигается индивидуальной притиркой конических поверхностей деталей, вследствие этого они не взаимозаменяемы (запорные краны высокого давления, клапаны двигателей, иглы и распылители топливной аппаратуры и т. п.). Возможность регулировать посадку относительным осевым смещением деталей используется в ряде конических подшипников (ступичные подшипники а/м, шпиндели МРС и т. п.).

Термины и определения, относящиеся к конусам и их соединениям, устанавливает ГОСТ 25548-82.

Под прямой круговой конической поверхностью – конусом, понимают поверхность вращения, образованную вращением прямой образующей относительно оси и пересекающей её.

Конус – общепринятый термин, под которым понимают коническую поверхность, коническую деталь, конический элемент детали.

Конус бывает наружным или внутренним. Параметры наружных конусов отмечают индексом e , а внутренних – i .

Под **основаниями конуса**, большим и малым, понимают окружности, образованные пересечением конической поверхности с перпендикулярными плоскостями, ограничивающими его в осевом направлении.

Основной плоскостью называют плоскость поперечного сечения конуса, в которой задаётся номинальный диаметр конуса.

Базовой плоскостью называется плоскость, перпендикулярная оси конуса и служащая для определения осевого положения основной плоскости или осевого положения данного конуса относительно сопрягаемого с ним конуса. В качестве базовой поверхности выбирают торцовую плоскость заплечика, буртика, место перехода конуса в цилиндр, чаще со стороны большего диаметра.

Коническое соединение – соединение наружного и внутреннего конусов, имеющих одинаковые номинальные углы конусов, которое характеризуется – D, d, L, α .

Таблица 36

**Примеры применения нормальной конусности
общего назначения ГОСТ 8593-81**

Конусность C	Угол		Применение
	конуса α	уклона $\alpha/2$	
1:200 1:100	0°17'11,3" 0°34'22,6"	0°8'35,65" 0°17'11,3"	Крепёжные детали для неразборных соединений, подвергающихся ударным переменным нагрузкам. Конические оправки
1:50	1°8'45,2"	0°34'22,6"	Конические штифты, установочные шпильки, концы насадных рукояток
1:30	1°54'34,9"	0°57'17,45"	Концы насадных развёрток, зенкеров и оправок для них
1:20	2°51'51,1"	1°25'55,55"	Метрические конусы инструментов, оправки и развёртки для них ГОСТ 25577-82
1:15	3°49'5,9"	1°54'32,95"	Конические соединения деталей, воспринимающих осевые нагрузки. Посадочные места для зубчатых колёс, шпинделей

Конусность С	Угол		Применение
	конуса α	уклона $\alpha/2$	
1:12	4°46'18,8"	2°23'9,4"	Конусы Морзе ГОСТ 9953-82
1:10	5°43'29,3"	2°51'44,65"	Конические соединения деталей при радиальных и осевых нагрузках. Соединительные муфты, конусы инструментов
1:5	11°25'16,3"	5°42'38,15"	Легкоразъемные соединения деталей. Конические цапфы, фрикционные муфты
1:1,866025	30°	15°	Фрикционные муфты приводов, зажимные цанги
1:0,866025	60°	30°	Центры станков и центровые отверстия
1:0,651613	75°	37°30'	Наружные центры инструментов диаметром до 10 мм
1:0,5	90°	45°	Потайные головки заклёпок диаметром 1–10 мм, потайные головки винтов, фаски валов, осей и т. д.
1:0,288675	120°	60°	Полупотайные головки заклёпок диаметром 2–5 мм. Фаски резьбовых отверстий, наружные фаски гаек и головок винтов

Допуски на угловые размеры. ГОСТ 8908-81

ГОСТ 8908-81 распространяется на углы (угловые размеры) и допуски углов конусов и призматических элементов деталей с длиной меньшей стороны угла до 2500 мм, применяемые в машиностроении.

Углы должны соответствовать значениям, указанным в таблице 1 ГОСТ 8908-81.

При выборе ряд 1-й следует предпочитать ряду 2-му, ряд 2-й – ряду 3-му.

Для призматических деталей, кроме углов, приведённых в таблице 1 ГОСТ 8908-81, допускается применять значения уклонов и соответствующих им углов, указанных в таблице 2 ГОСТ 8908-81.

Допуски углов установлены в зависимости от длины конуса L (при конусности C не более 1:3) или длины, образующей конуса L_1 (при конусности C более 1:3).

Конусность C – это отношение разности диаметров двух поперечных сечений конуса к расстоянию между ними:

$$C = \frac{D-d}{L} = 2tg\alpha / 2.$$

Уклон S – это величина равная половине конуса и относящаяся к наклону образующей конуса относительно оси конуса. Как правило, применяется для призматических деталей:

$$S = \frac{H-h}{L} = tg\beta.$$

При конусности не более 1:3 длина конуса L приближённо принимается равной длине образующей L_1 (погрешность не более 2-х %).

Всего установлено 17 степеней точности – от **1** до **17** (в порядке убывания точности). При необходимости допуски точнее 1-й степени точности могут быть получены делением допуска 1-й степени точности на коэффициент 1,6.

Допуск угла может быть выражен в угловых (AT_α) или линейных единицах (AT_h и AT_D). Эти величины связаны между собой следующей зависимостью:

$$AT_h = AT_\alpha \times L_1 \times 10^{-3},$$

где AT_h в мкм; AT_α в мкрад; L_1 в мм.

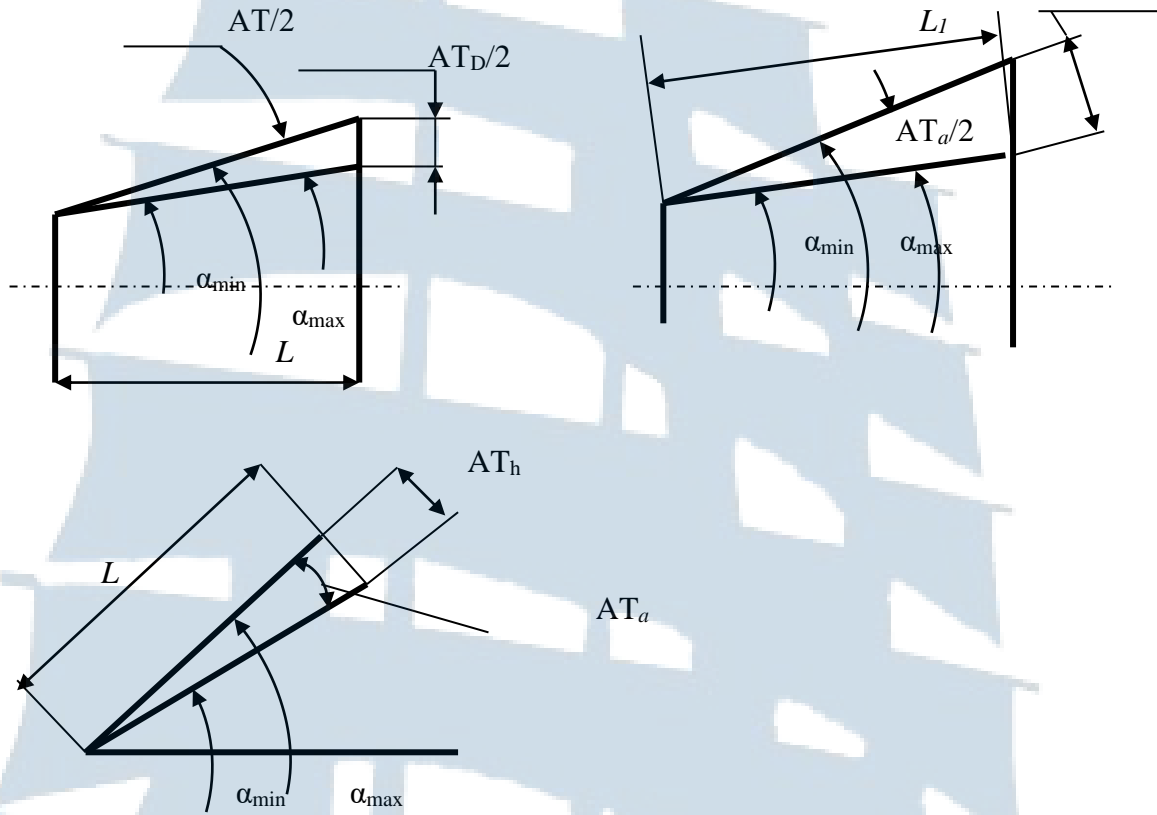
Для конусов с конусностью не более 1:3 $AT_h \approx AT_D$ (разность не превышает 2-х %).

$$\text{Для конусов с конусностью более 1:3 } AT_D = \frac{AT_h}{\cos \alpha / 2}.$$

При конусности $\leq 1:3$

При конусности $> 1:3$

$AT_h / 2$



Допуски углов AT могут быть расположены в плюс, в минус и симметрично, т. е. \pm , где a – номинальный угол.

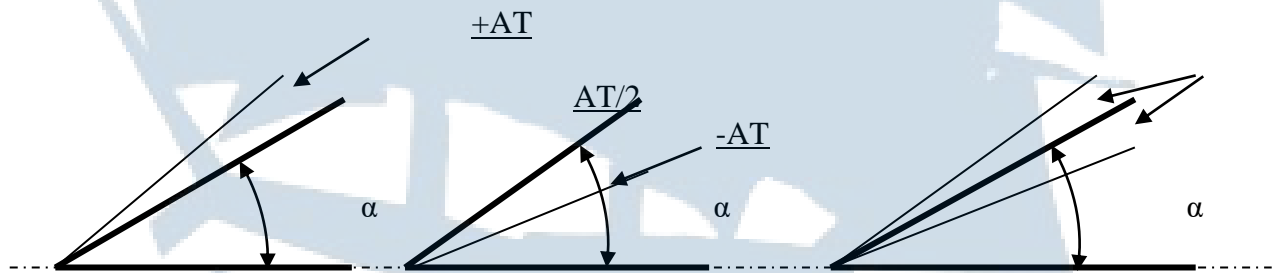


Рис. 24

3. ПРИЛОЖЕНИЯ

3.1. Отклонения формы и расположения поверхностей

Таблица П1

Классификация отклонений и допусков формы и расположения поверхностей по ГОСТ Р 53442-2015

Группа отклонений и допусков	Наименование отклонения	Наименование допуска	Условное обозначение по ГОСТ 2.308-2011
Отклонения и допуски формы поверхностей	Отклонение от прямолинейности	Допуск прямолинейности	—
	Отклонение от плоскостности	Допуск плоскостности	
	Отклонение от круглости	Допуск круглости	
	Отклонение от цилиндричности	Допуск цилиндричности	
	<i>Не предусмотрен ГОСТ Р 53442-2015</i>	Допуск профиля продольного сечения	
Отклонения и допуски расположения поверхностей	Отклонение от параллельности	Допуск параллельности	
	Отклонение от перпендикулярности	Допуск перпендикулярности	
	Отклонение от наклона	Допуск наклона	
	Отклонение от соосности	Допуск соосности	

Группа отклонений и допусков	Наименование отклонения	Наименование допуска	Условное обозначение по ГОСТ 2.308-2011
	Отклонение от симметричности	Допуск симметричности	
	Позиционное отклонение	Позиционный допуск	
	Отклонение от пересечения осей	Допуск пересечения осей	
Суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей	Радиальное биение	Допуск радиального биения	
	Торцовое биение	Допуск торцового биения	
	Биение в заданном направлении	Допуск биения в заданном направлении	
	Полное радиальное биение	Допуск полного радиального биения	
	Полное торцовое биение	Допуск полного торцового биения	
	Отклонение формы заданного профиля	Допуск формы заданного профиля	
	Отклонение формы заданной поверхности	Допуск формы заданной поверхности	

Отклонения формы и расположения, а также суммарные, относятся к отклонениям формы третьего рода.

Отклонения волнистости относятся к отклонениям формы второго рода.

Отклонения шероховатости относятся к отклонениям формы первого рода.

Суммарные допуски получили своё название в силу того, что они сочетают в себе допуски формы и расположения. Например, допуск радиального биения есть не что иное, как сочетание допусков круглости и соосности; допуск торцового биения – допуск плоскостности и перпендикулярности; допуск биения в заданном направлении – допуск профиля продольного сечения и допуск соосности.

3.2. Твёрдость поверхностного слоя

Под твёрдостью поверхностного слоя понимают сопротивление испытываемого металла вдавливанию в него твёрдого металлического шарика или алмазного наконечника. На этом основан принцип действия большинства приборов для определения твёрдости.

Метод Бринелля. ГОСТ 9012-59* (СТ СЭВ 468 – 77)

Сущность метода заключается во вдавливании стального шарика (300 НВ) или твёрдосплавного шарика (600 НВW) в испытываемый образец под действием нагрузки, приложенной перпендикулярно к поверхности образца в течение определённого времени, и измерении диаметра отпечатка после снятия нагрузки. Метод рекомендуется при твёрдости материала 8-420 ед. для стального шарика, и 400-600 ед. для твёрдосплавного шарика. При диаметре шарика 10 мм, нагрузке $P = 30000$ Н, выдержке 10 с твёрдость обозначается символом НВ, при изменении условий измерения к символу НВ добавляется индекс, указывающий: *единицы твёрдости / диаметр шарика / нагрузку / выдержку – 300 / 5/750/30 НВ.*

$$НВ = \frac{0,102 \times 2P}{PD \times (D - \sqrt{D^2 - d^2})}, \text{ Н/мм}^2,$$

где P – нагрузка на образец, Н;

D – диаметр шарика, мм

d – диаметр отпечатка стального шарика, мм.

Метод применяется для чёрных и цветных сплавов.

Метод Роквелла. ГОСТ 9013-59* (СТ СЭВ 469 – 77)

Сущность метода заключается во вдавливании алмазного конуса с углом 120° (шкалы А и С₉) или стального шарика (шкала В) в испы-

туемый образец под действием последовательно прилагаемых предварительной и основной нагрузок, и измерении остаточного увеличения «е» глубины проникновения после снятия основной нагрузки. Пределы измерения твёрдости для различных шкал установлены следующие:

- шкала А – 70 – 85 ед. (твёрдые сплавы и стали с высокой твёрдостью поверхности), $HRA = 100 - e$, $e = (h - h_0) / 0,002$;
- шкала В – 25 – 100 ед. (мягкие и тонколистовые металлы и сплавы), $HRB = 130 - e$, $e = (h - h_0) / 0,002$;
- шкала С₃ – 20 – 67 ед., (окончательно термически обработанная сталь), $HRC_3 = 100 - e$, $e = (h - h_0) / 0,002$.

Метод Виккерса. ГОСТ 2999-75* (СТ СЭВ 470 – 77)

Сущность метода заключается во вдавливании в испытуемый образец правильной 4-гранной алмазной пирамиды с углом 136° между противоположными гранями.

HV 100000, Мпа. $HV = 0,189 (P/d^2)$, где P – нагрузка в Н, d – среднее арифметическое диагоналей отпечатка).

Метод Шора (метод упругой отдачи)

Сущность данного метода сводится к измерению высоты отскока, свободно падающего, с постоянной высоты, стандартного бойка, от испытуемого образца. Чем меньше высота отскока, тем меньшей твёрдостью обладает испытуемый образец. HSh.

3.3. Шероховатость поверхности

Параметры шероховатости

Шероховатость поверхности по ГОСТ 25142-79 – совокупность неровностей (микронеровностей) поверхности с относительно малыми шагами, выделенной с помощью базовой длины.

Базовая длина l – длина базовой линии, используемой для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности (выбирается из ряда: 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,8; 2,5; 8; 25 мм).

Числовые значения шероховатости поверхности определяют от единой базы, которой является **средняя линия профиля m**.

Шероховатость поверхности можно оценить одним или несколькими показателями ГОСТ 2789-73, он гармонизирован со стандартом ИСО Р 468. Параметры шероховатости делятся на высотные (Ra, Rz,

R_{\max}), шаговые (S_m , S), которые определяются по ГОСТ 2789-73 и на параметр связанный с формой неровностей профиля (t_p).

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a – среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|.$$

Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z – сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины:

$$R_z = \frac{1}{5} \left[\sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vi}| \right].$$

Наибольшая высота неровностей профиля R_{\max} – расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины.

Средний шаг неровностей профиля S_m – среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины:

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}.$$

Средний шаг местных выступов профиля S – среднее значение шага местных (смежных) выступов профиля в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i.$$

Рекомендуется использовать предпочтительные значения параметра R_a , так как образцы шероховатости поверхности сравнения изготавливают по ГОСТ 9378-75.

Требования ГОСТ 2789-73 распространяются на все виды материалов, кроме древесины, войлока, фетра и других материалов с ворсистой поверхностью.

Относительная опорная длина профиля $t_p = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i$ характеризуется опорной длиной профиля η_p . η_p – сумма длин отрезков b_i ,

отсекаемых на заданном уровне p в материале профиля линией

$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i$. Значение уровня сечения профиля p отсчитывают от линии выступов и выбирают из ряда: 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90 % от R_{\max} . Числовые значения t_p выбирают в процентах из того же ряда, что и p исключая число 5.

Выбор параметров шероховатости их значений. ГОСТ 2789-73

Требования к параметрам шероховатости и сами параметры следует устанавливать исходя из функционального назначения детали, а именно – конкретной рассматриваемой поверхности. Рассмотренный комплекс параметров способствует обоснованному назначению показателей шероховатости для поверхностей различного эксплуатационного назначения. Для поверхностей трения ответственных деталей устанавливают параметры R_a (R_z), R_{\max} и t_p , а также задают направление микронеровностей. Для поверхностей циклически нагруженных ответственных деталей устанавливают параметры R_{\max} , S_m и S .

Параметр R_a следует предпочитать параметру R_z , так как параметр R_a даёт более достоверную и полную оценку шероховатости (R_z вычисляется по десяти точкам, а R_a – по гораздо большему количеству точек).

Параметрами R_a , R_z , R_{\max} нельзя в полной мере оценить влияние формы неровностей на эксплуатационные показатели качества деталей, так как при различных формах (профилях) микронеровностей значения параметра R_a могут быть одинаковы.

Форма неровностей зависит от формы режущей части инструмента.

Для лучшей оценки свойств шероховатости необходимо знать не только её высотные параметры (R_a , R_z , R_{\max}), но и шаговые (S_m , S), и параметры формы (t_p).

Износостойкость, контактная жесткость, долговечность и прочие эксплуатационные свойства в сопрягаемых поверхностях во многом определяются площадью их контакта, (в практике именуемой пятном контакта, выраженной в % к общей площади контакта), кроме того – видом термообработки, наличием в сплаве легирующих элементов, видом покрытия рабочих поверхностей. Для определения опорной площади от нагрузки строят кривые относительной опорной длины профиля t_p в нескольких уровнях сечения профиля, с соответствующим значением p .

Относительная опорная длина профиля t_p определяет значение пластической деформации поверхностей контактирующих деталей.

При выборе значений t_p следует учитывать, что с увеличением значения этого параметра, т. е. с ужесточением требований к шероховатости поверхности, увеличивается стоимость изготовления детали, которая складывается из: трудовых затрат, стоимости оборудования, инструмента, оснастки, средств контроля и т. д.

Для получения значения $t_p = 25\%$ применяют чистовое точение; $t_p = 40\%$ – чистовое хонингование.

Для некоторых поверхностей шероховатость определяется соображениями эстетики, коррозионной стойкости и технологией изготовления.

Обозначение параметров шероховатости. ГОСТ 2.309-2011

Требования к шероховатости поверхности устанавливают путём указания параметра шероховатости (одного или нескольких), его числового значения (наибольшего, наименьшего, номинального с отклонением от номинала в %, диапазона значений), а также базовой длины и направления неровностей. Если параметры R_a , R_z , R_{max} определяются на базовой длине, то базовая длина, не указывается.

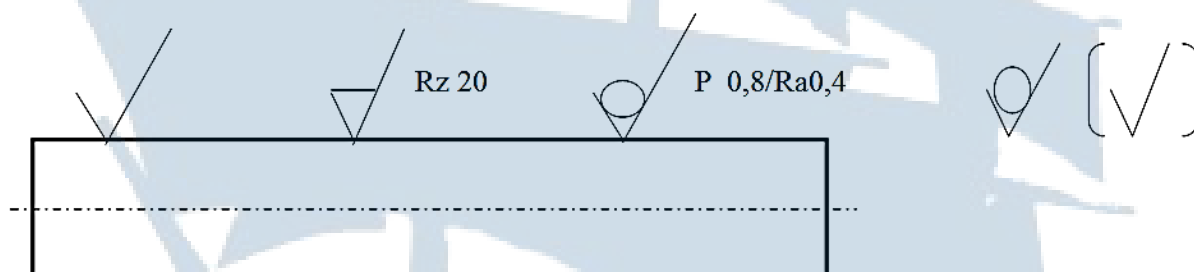


Рис. П1

Направление микронеровностей, есть совокупность микронеровностей, сориентированных как-либо, относительно оси детали. Различают: параллельные, перпендикулярные, перекрещивающиеся, произвольные, кругообразные, радиальные, хаотичные.

Таблица П2

Направление неровностей	Обозначение на чертеже	Направление неровностей	Обозначение на чертеже
Параллельное	=	Произвольное	M
Перпендикулярное	⊥	Кругообразное	C
Перекрещивающееся	X	Радиальное	R
		Хаотичное (точечное)	P

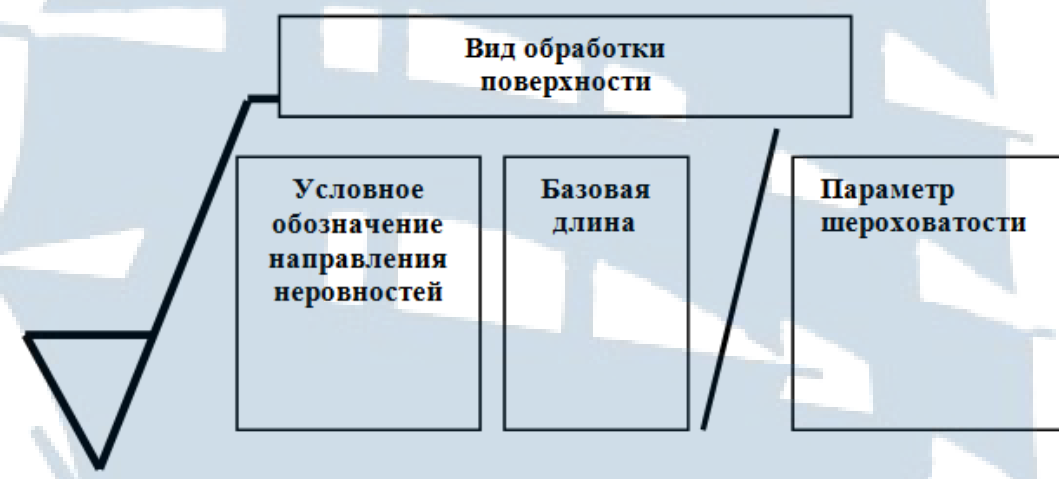


Рис. П2

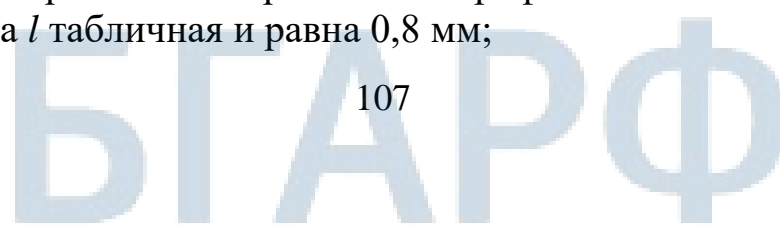
Пример обозначения:

- относительной опорной поверхности t_p , $t_{50} = 70$, здесь указана относительная длина профиля $t_p = 70\%$ при уровне $p = 50\%$ от R_{max} ;
- высоты неровностей по десяти точкам
 $Rz 80_{-10\%}$; $Rz 80^{+10\%}$; $Rz 80 \pm 10\%$; $Rz 80$; $Rz 80$.

40

При указании двух и более параметров шероховатости поверхности в обозначении, их значения записываются сверху вниз в следующем порядке:

- параметр высоты неровностей профиля Ra не более $0,4$ мкм, базовая длина l табличная и равна $0,8$ мм;



- параметр шага неровностей S_m от 0,063 до 0,04 мм на базовой длине 0,8 мм;
- относительная опорная длина профиля t_{50} 80 ± 10 % на базовой длине 0,25 мм.

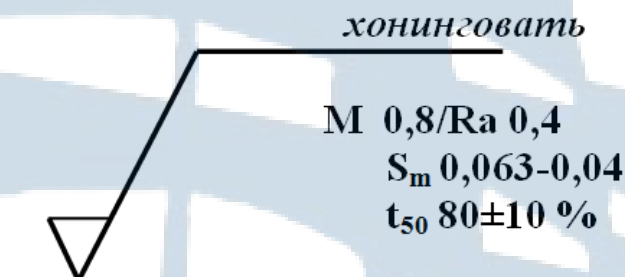


Рис. ПЗ

Волнистость поверхности

Волнистость поверхности считают промежуточной категорией отклонений формы между микро- и макрогеометрией. Возникновение волнистости связано с динамическими процессами, вызванными потерей устойчивости системы СПИД (вибрации).

Согласно рекомендации СЭВ РС 3951-73 волнистость поверхности – совокупность периодически повторяющихся неровностей, у которых расстояние между соседними вершинами или впадинами превышает базовую длину L для имеющейся шероховатости поверхности.

Установлено *три* параметра волнистости:

W_z – *высота волнистости;*

W_{max} – *наибольшая высота волнистости;*

S_w – *средний шаг волнистости.*

Они отсчитываются с использованием средней линии m_w . Средняя линия m_w имеет форму номинального профиля, её положение аналогично определению средней линии профиля m шероховатости. Длина линии измерения L_w должна быть не менее пятикратного значения шага самой большой волны.

W_z – *высота волнистости* – среднее арифметическое из пяти высот волн, определяемых на каждом из пяти одинаковых участков измерений l_{wi} :

$$W_z = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 W_i .$$

Предельные значения W_z должны соответствовать ряду величин: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм.

W_{max} – **наибольшая высота волнистости** – самая высокая волна из пяти рассматриваемых.

S_w – **средний шаг волнистости** – среднее арифметическое значение длин отрезков средней линии, отсекаемых однотипными (чётными или нечётными) точками пересечения профиля волнистости со средней линией в пределах L_w :

$$S_w = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{wi} .$$

Условно границу между отклонением формы поверхности различных порядков можно установить по значению отношения шага S_w к высоте неровностей W_z :

- при $S_w / W_z < 40$ – отклонения относятся к шероховатости поверхности;
- при $40 < S_w / W_z < 1000$ – отклонения относятся к волнистости;
- при $S_w / W_z > 1000$ – к отклонениям формы.

4. СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ И НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИХ ДОКУМЕНТОВ

1. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение. 1984. – 280 с., ил.

2. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1984. – 469 с., ил.

3. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. Библиотека конструктора. – М., Машиностроение, 1973. – 256 с.

4. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. / В.Д. Мягков и др. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982-1983. – Ч. 1. – 543 с.; Ч. 2. – 448 с., ил.

5. ГОСТ 520-2011. Подшипники качения. Термины и определения.

6. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Допуски и посадки.

7. ГОСТ 252256-82. Подшипники качения. Термины и определения.

8. ГОСТ 25346-2013 (ISO 286-1:2010). Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки.

9. ГОСТ 16093-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски и посадки с зазором.

10. ГОСТ 6357-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трубная цилиндрическая.

11. ГОСТ 6211-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трубная коническая.

12. ГОСТ 25346-2013. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки.

13. ГОСТ 25347-2013. Система допусков на линейные размеры. Ряды допусков, предельные отклонения отверстий и валов.

Сергей Владимирович Федин

**ВОПРОСЫ
ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН
МЕХАНИЗМОВ СУДОВ**

Учебное пособие
по дисциплине «Метрология, стандартизация,
сертификация, взаимозаменяемость»
для курсантов и студентов специальностей
26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок»,
26.05.07 «Эксплуатация судового электрооборудования
и средств автоматики»,
16.03.03 «Холодильная, криогенная техника,
кондиционирование и системы жизнеобеспечения»,
23.03.03 «Автомобили и автомобильное хозяйство»
всех форм обучения

*Ведущий редактор М.Б. Априяни,
Младший редактор Г.В. Деркач*

*Компьютерное редактирование
И.В. Леонова*

*Подписано в печать 28.12.2020 г.
Усл. печ. л. 7,0. Уч.-изд. л. 7,4.*

Лицензия № 021350 от 28.06.99.

Печать офсетная.

Формат 60 x 90 1/16.

Заказ № 1613. Тираж 70 экз.

Доступ к архиву публикации и условия доступа к нему:
<http://lib.bgarf.ru/>

БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»

Издательство БГАРФ,
член Издательско-полиграфической ассоциации высших учебных заведений
236029, Калининград, ул. Молодежная, 6.

БГАРФ