

Метрология, стандартизация и сертификация

*Практические занятия
(Контрольная работа)*

Самара,
2017

Исходные данные

1. Рабочий чертеж редуктора с указанным масштабом, окружным моментом и (или) осевой силой.

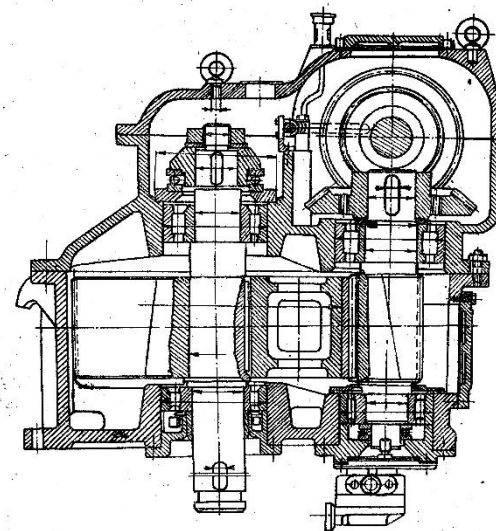
На рабочем чертеже отмечены посадки которые необходимо рассчитать:

- 1.1. расчёт наружного и внутреннего кольца подшипника;
- 1.2. расчёт шпоночного соединения;
- 1.3. расчёт переходной посадки зубчатого колеса с валом;
- 1.4. расчёт посадки венца зубчатого колеса со ступице
- 1.5. расчёт резьбового соединения;
- 1.6. расчёт исполнительных размеров калибра.

Все размеры снимаются линейкой с чертежа с учётом указанного в задании масштаба.

Отчёт по выполненным расчётам является – *контрольной работой* выполняемой в машинописном виде.

Без выполненных *контрольной и лабораторной работ* зачёт не принимается.



| | | | | | |
|-------------|---|-----------------------------|-----|------------------|---|
| Студент | | Редуктор двухступенчатый | | | |
| Группа | | | | | |
| Вариант | 1 | | | | |
| Дата выдачи | | $M_{кр} =$ | кгм | P-расчет посадки | М |
| Срок сдачи | | $P_{ос} =$ | кг | K-расчет калибра | |
| Преподават. | | | | | |

Содержание и оформление контрольной работы

Отчёт должен быть оформлен в соответствии со стандартом **СГАУ 02068410-004-2007 Общие требования к учебным текстовым документам**. Формулы набираются во встроенном редакторе формул **Microsoft Equation 3.0**.

Отчёт должен содержать следующие структурные элементы:

- Реферат.
- Содержание.
- Основная часть.
- Заключение.
- Список использованных источников.

**При отклонении от указанных выше требований
контрольная работа не принимается.**

1. Расчёт посадок подшипника

Определение основных размеров подшипника.

Действительные размеры подшипника определяются по
ГОСТ 3478-2012.

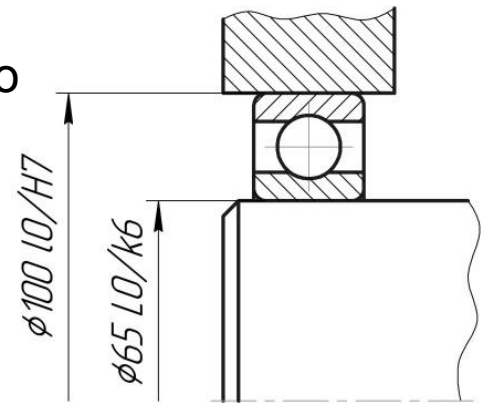
Результаты измерения размеров подшипника

Внутренний диаметр $d'_{II} = d_{изм} \cdot M = 33 \cdot 2 = 66 \text{ мм};$

наружный диаметр $D'_\Pi = D_{изм} \cdot M = 50 \cdot 2 = 100 \text{ мм}$.

Диаметры подшипника по ГОСТ

$$d_{II} = 65 \text{ mm}, D_{II} = 100 \text{ mm}.$$

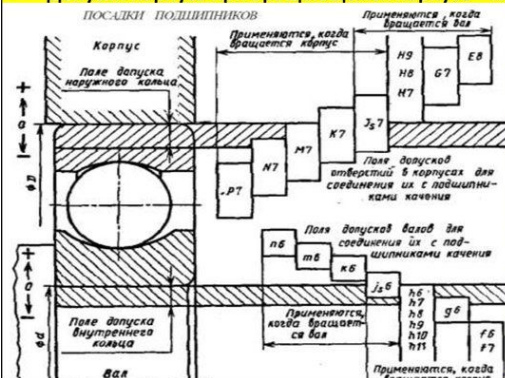


Посадки подшипников

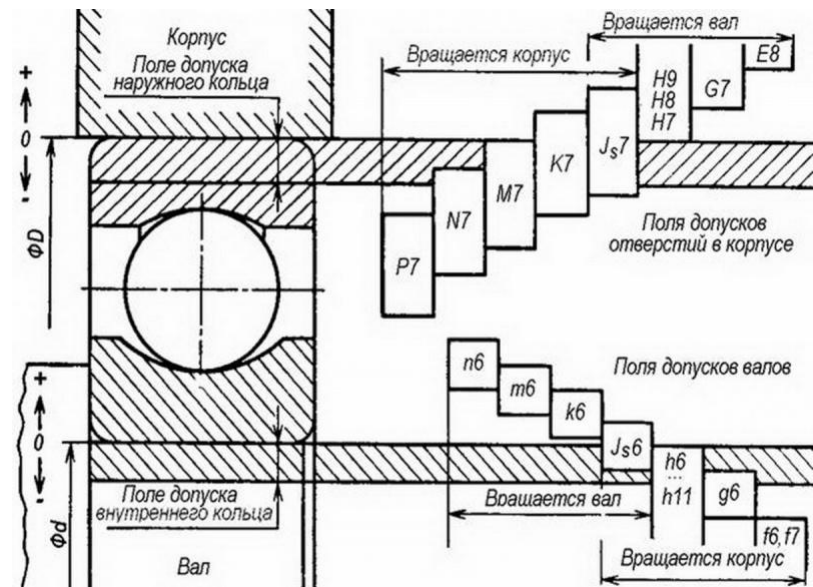
При проектировании подшипниковых узлов принципиальное значение имеет сопряжение (посадка) внутренних колец с валом и наружных с корпусом. Поскольку подшипники являются стандартными узлами, то валы и корпуса должны приспосабливаться к ним. Внутренние кольца сажают на вал по системе отверстия, а наружные в корпус по системе вала.

Посадки крупных подшипников из-за больших сил назначают плотнее, чем у средних и мелких. Рекомендации по выбору посадок по мере роста нагрузок в опорах можно сформулировать следующим образом:

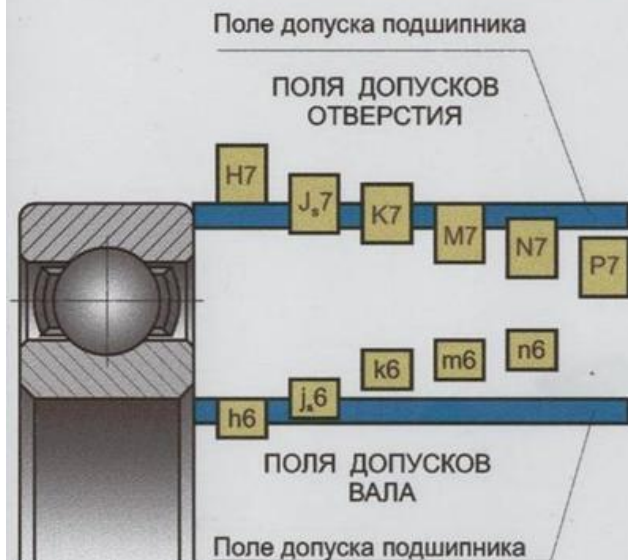
- Допуски валов при вращающемся вале – js6; k6; m6; n6.
- Допуски валов при вращающемся корпусе – g6; h6.
- Допуски корпуса при вращающемся вале – H7; H6; Js7; Js6; K7.
- Допуски корпуса при вращающемся корпусе – K7; M7; N7; P7.



Деформации подшипников качения примерно равны деформациям валов. Поддержание высокой жёсткости подшипниковых узлов обеспечивает точность вращения системы. Максимальную жёсткость имеют точные роликоподшипники. Жёсткость увеличивается предварительным натягом, суть которого в выборе зазоров и начальном сжатии тел качения. Это достигается взаимным осевым смещением колец посредством: затяжки резьбы; пружинами; установкой втулок; шлифовкой торцов колец.



ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ



| Условия нагружения внутреннего кольца | Поле допуска | | Условия работы |
|---------------------------------------|--------------|-----------|---|
| | вала | отверстия | |
| Циркуляционное (вращается вал) | j6 | H7 | Регулировка перемещением внутреннего кольца |
| | k6 | H7 | Средние нагрузки. Основная посадка в общем машиностроении |
| | m6 | J7 | Тяжелые нагрузки |
| | n6 | K7 | Особо тяжелые и ударные нагрузки |
| Местное (вращается корпус) | h6 | K7 | Большие частоты вращения |
| | h6 | M7 | Средние нагрузки |
| | h6 | N7 | Тяжелые нагрузки |
| | n6 | P7 | Особо тяжелые и ударные нагрузки |

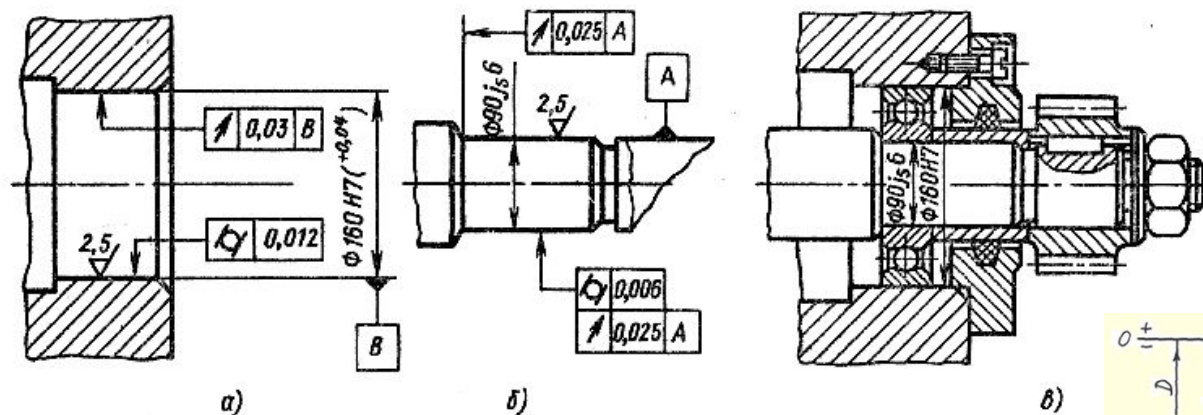
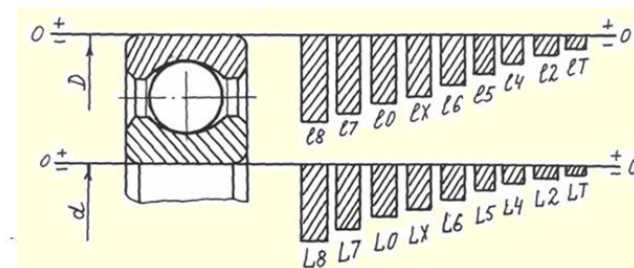
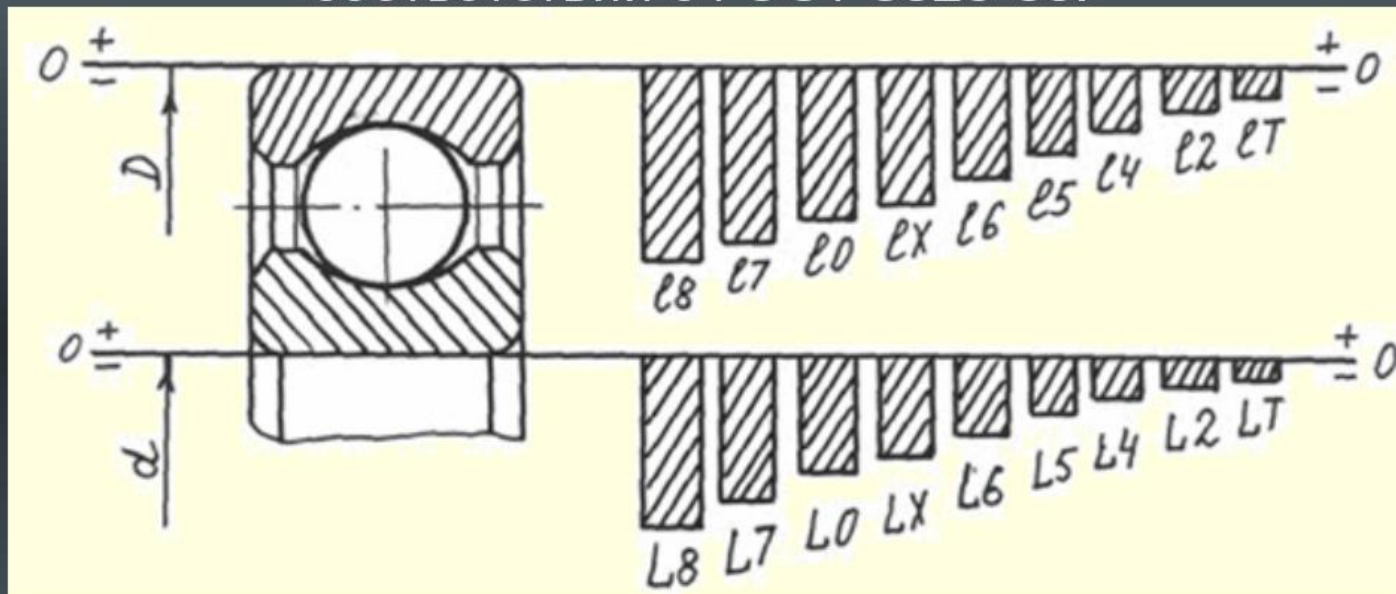


Рис. 3. Обозначение допусков и посадок подшипника качения:
 а — отверстия; б — вала; в — соединения вала с отверстием



Соединение подшипников с валами и корпусами осуществляется в соответствии с ГОСТ 3325-85.



$L0, L6, L5, L4, L2$ – обозначение полей допусков для среднего диаметра отверстия по классам точности подшипников
 $0, 6, 5, 4, 2$ – классы точности по ГОСТ 520-2002
 L – обозначение основного отклонения для среднего диаметра отверстия подшипника.

1. Расчёт посадок подшипника

1.1. Расчёт внутреннего кольца подшипника с

валом

По **ГОСТ 25347-2011** находим предельные отклонения диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника, класса точности 0 (нормальная точность), $d_{\Pi} = 65 \text{ мм}$ ($ES = 0$, $EI = -15$). Поле допуска на внутренний диаметр внутреннего кольца

$\varnothing 65 \text{ L0}^{-0,015}$

По **ГОСТ 25347-2013** определяются основные предельные отклонения вала для расположения поля допуска k и 6 квалитета ($ei = 2$), и определяется поле допуска для номинального диаметра вала $d = 65 \text{ мм}$ ($IT = 19$). Верхнее предельное отверстие внутреннего кольца подшипника будут

след

$$d_{\Pi \max}^{\Pi} = d_{\Pi} + ES = 65 + 0 = 65 \text{ мм};$$

$$d_{\Pi \min}^{\Pi} = d_{\Pi} + EI = 65 + (-0,015) = 64,985 \text{ мм}.$$

Допускаемые посадочные размеры

вала

$$d_{\max} = d_{\Pi} + es = 65 + 0,021 = 65,021 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d_{\Pi} + ei = 65 + 2 = 67,002 \text{ мм}.$$

Гарантированный

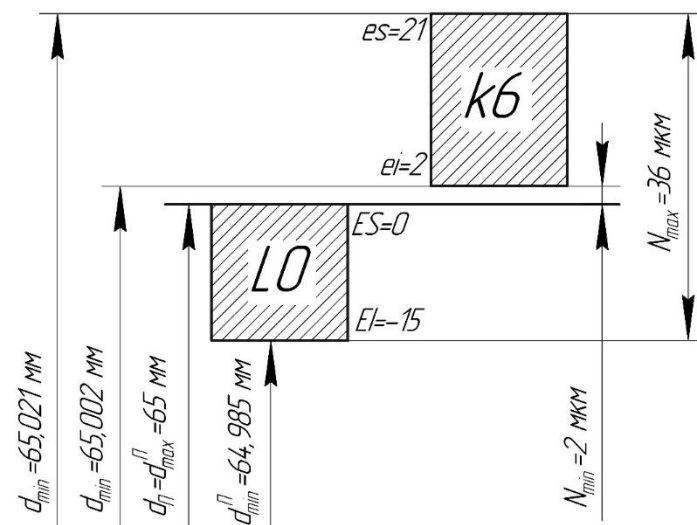
нат:

$$N_{\max} = d_{\min} - d_{\Pi \max}^{\Pi} = ei - ES = 2 - 0 = 2 \text{ мкм};$$

$$N_{\min} = d_{\max} - d_{\Pi \min}^{\Pi} = es - EI = 21 - (-15) = 36 \text{ мкм}.$$

Допуск посадки с

нат $TN = N_{\max} - N_{\min} = T_{d_{\Pi}} + T_d = 15 + 19 = 34 \text{ мкм}.$



1. Расчёт посадок подшипника

1.2. Расчёт наружного кольца подшипника с корпусом

По **ГОСТ 25347-2013** находим предельные отклонения диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника, класса точности 0 (нормальная точность), $D_{\Pi} = 100 \text{ мм}$ ($ES = 0$, $EI = -15$). Поле допуска на внутренний диаметр внутреннего кольца

$\varnothing 100 \text{ } ^{0}_{-0,015}$

По **ГОСТ 25347-2013** определяются основные предельные отклонения вала для расположения поля допуска H и 7 квалитета ($EI = 0$), и определяется поле допуска для номинального диаметра отверстия $D = 100 \text{ мм}$ ($IT = 35$).

Верхние и нижние предельные размеры внутреннего кольца подшипника будут

$$\begin{aligned} D_{\max}^{\Pi} &= D_{\Pi} + es = 100 + 0 = 100 \text{ мм}; \\ D_{\min}^{\Pi} &= D_{\Pi} + ei = 100 + (-0,015) = 99,985 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Допускаемые посадочные размеры

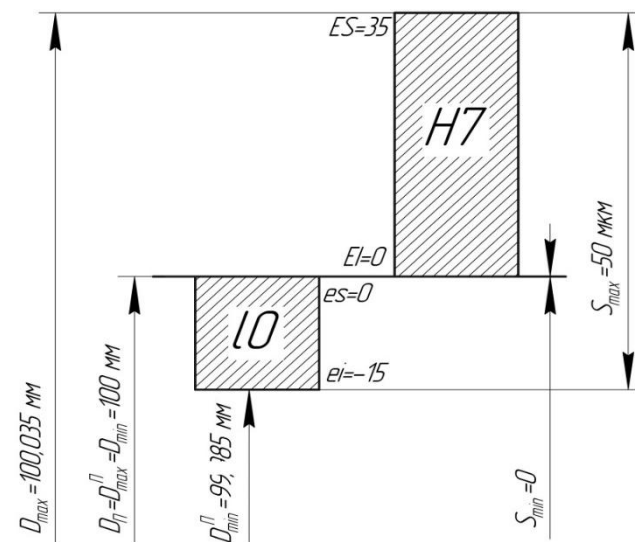
$$\begin{aligned} \text{вал } D_{\max} &= D_{\Pi} + ES = 100 + 0,035 = 100,035 \text{ мм}; \\ D_{\min} &= D_{\Pi} + EI = 100 + 0 = 100 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Гарантированный

$$\begin{aligned} \text{на } S_{\max} &= D_{\max} - D_{\min}^{\Pi} = ES - ei = 35 - (-15) = 50 \text{ мкм}; \\ S_{\min} &= D_{\min} - D_{\max}^{\Pi} = EI - es = 0 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Допуск посадки с

$$\text{на } TS = S_{\max} - S_{\min} = T_{D_{\Pi}} + T_d = 15 + 35 = 50 \text{ мкм}$$

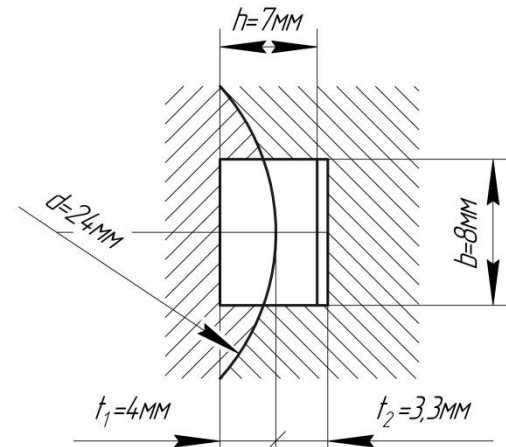


2. Расчёт шпоночного соединения

Определение основных размеров шпоночного соединения

Результаты определения диаметра вала в месте установки шпонки $d' = d_{изм} \cdot M = 12 \cdot 2 = 24 \text{ мм}$.

Исходя из диаметра вала по **ГОСТ 23360-78**, определяются основные размеры шпонки и пазов: ширина $b = 7 \text{ мм}$, высота $h = 7 \text{ мм}$, глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 4 \text{ мм}$, глубина шпоночного паза во втулке $t_2 = 3,3 \text{ мм}$.



Определение предельных отклонений шпоночного соединения.

Предельные отклонения шпоночного соединения определяются по **ГОСТ 23360-78**.

Для нормального типа соединения при высоте шпонки $h = 7 \text{ мм}$ устанавливается расположение поле допуска и квалитет $h9$, для паза в валу $N9$, для паза во втулке $Js9$.

2. Расчёт шпоночного соединения

Допускаемые размеры

$$b_{\max}^u = b_u + es = 8 + 0 = 8 \text{ мм};$$

$$b_{\min}^u = b_u + ei = 8 + (-0,036) = 7,964 \text{ мм}.$$

Допускаемые размеры

шпоночного

$$b_{\max}^s = b_u + ES = 8 + 0 = 8 \text{ мм};$$

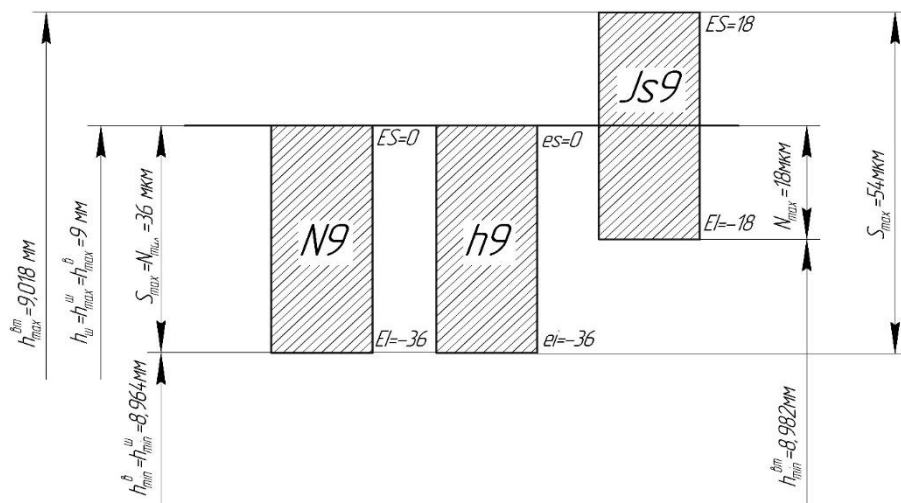
$$b_{\min}^s = b_u + EI = 8 + (-0,036) = 7,964 \text{ мм}.$$

Допускаемые размеры

шпоночного

$$b_{\max}^{sm} = b_u + ES = 8 + 0,018 = 8,018 \text{ мм};$$

$$b_{\min}^{sm} = b_u + EI = 8 + (-0,018) = 7,982 \text{ мм}.$$



Натяг в

шпонки в соединении:

$$b_{\max}^{sm} = b_u + ES = 8 + 0,018 = 8,018 \text{ мм};$$

$$b_{\min}^{sm} = b_u + EI = 8 + (-0,018) = 7,982 \text{ мм}.$$

ШПОНКИ СО

$$N_{\max} = b_{\max}^u - b_{\min}^{sm} = es - EI = 0 - (-18) = 18 \text{ мкм};$$

$$N_{\min} = 0 \text{ мкм}.$$

Зазор в

шпонки в соединении:

$$S_{\max} = b_{\max}^s - b_{\min}^u = ES - ei = 0 - (-36) = 36 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = 0 \text{ мкм}.$$

ШПОНКИ СО

$$S_{\max} = b_{\max}^{sm} - b_{\min}^u = ES - ei = 18 - (-36) = 54 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = 0 \text{ мкм}.$$

3. Расчёт переходной посадки

Переходная посадка используется для соединения зубчатого колеса с валом где необходимо обеспечивать легкость монтажа зубчатого колеса и хорошее его центрирование. Выбираем наиболее рекомендуемую переходную посадку в системе отверстия H7/k6(m6 или n6).

Определим предельные отклонения для данного соединения по **ГОСТ 25347-2013**.

| Отверстие 56 H7 | Вал 56 k6 |
|----------------------|----------------------|
| $EI=0$ | $ei=+2$ мкм |
| $T_D=IT7=30$ мкм | $T_d=IT6=19$ мкм |
| $ES=+30$ мкм | $es=+21$ мкм |
| $D_{\max}=56,030$ мм | $d_{\max}=56,021$ мм |
| $D_{\min}=56,000$ мм | $d_{\min}=56,002$ мм |

Определим предельные размеры сопрягаемых

$$D_{\max} = D + ES = 56 + 0,030 = 56,030 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 56 + 0 = 56 \text{ мм.}$$

$$d_{\max} = d + es = 56 + 0,019 = 56,019 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 56 + 2 = 56,002 \text{ мм.}$$

Определим предельные значения натяга и зазора:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 21 - 0 = 21 \text{ мкм};$$

$$S_{\max} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 30 - 2 = 28 \text{ мкм};$$

Определим допуск

$$T_{III} = N_{\max} + S_{\max} = T_D + T_d = 30 + 19 = 49 \text{ мкм}$$

3. Расчёт переходной посадки

Принимая $T = 6\sigma$, определим среднеквадратическое отклонение

для отверстия и для вала: $\sigma_D = \frac{T7}{6} = \frac{30}{6} = 5 \text{ мкм}, \quad \sigma_d = \frac{T6}{6} = \frac{19}{6} = 3,17 \text{ мкм}.$

Суммарное значение: $\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{5^2 + 3,17^2} = 5,92 \text{ мкм}.$

Определим наиболее вероятные размеры вала и отверстия:

$$D_{н.б.вер.} = D + \frac{T_D}{2} = 56 + \frac{0,030}{2} = 56,015 \text{ мкм},$$

$$d_{н.б.вер.} = d + ei + \frac{T_d}{2} = 56 + 0,002 + \frac{0,019}{2} = 56,0115 \text{ мкм},$$

т.к. $D_{н.б.вер.} > d_{н.б.вер.}$ то чаще всего будет зазор, величина которого

определяется по формуле: $\overline{\Pi} = S_{н.б.вер.} = D_{н.б.вер.} - d_{н.б.вер.} = 56,015 - 56,0115 = 0,0035 \text{ мм}.$

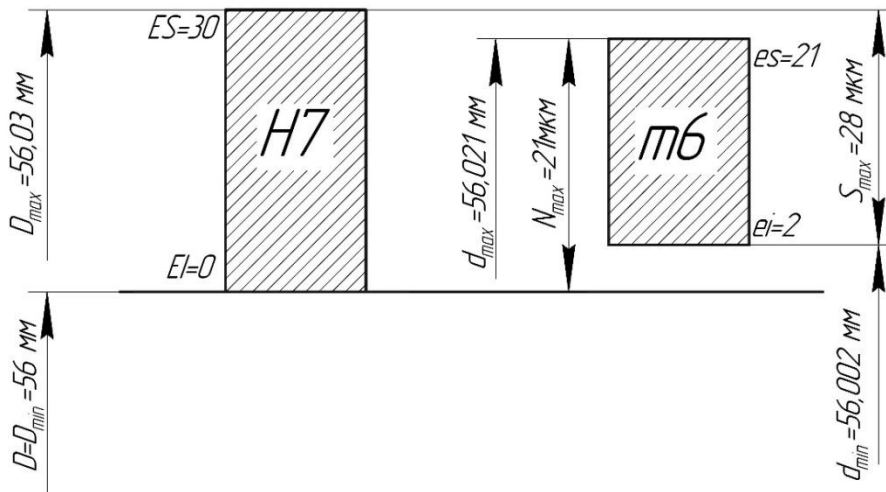
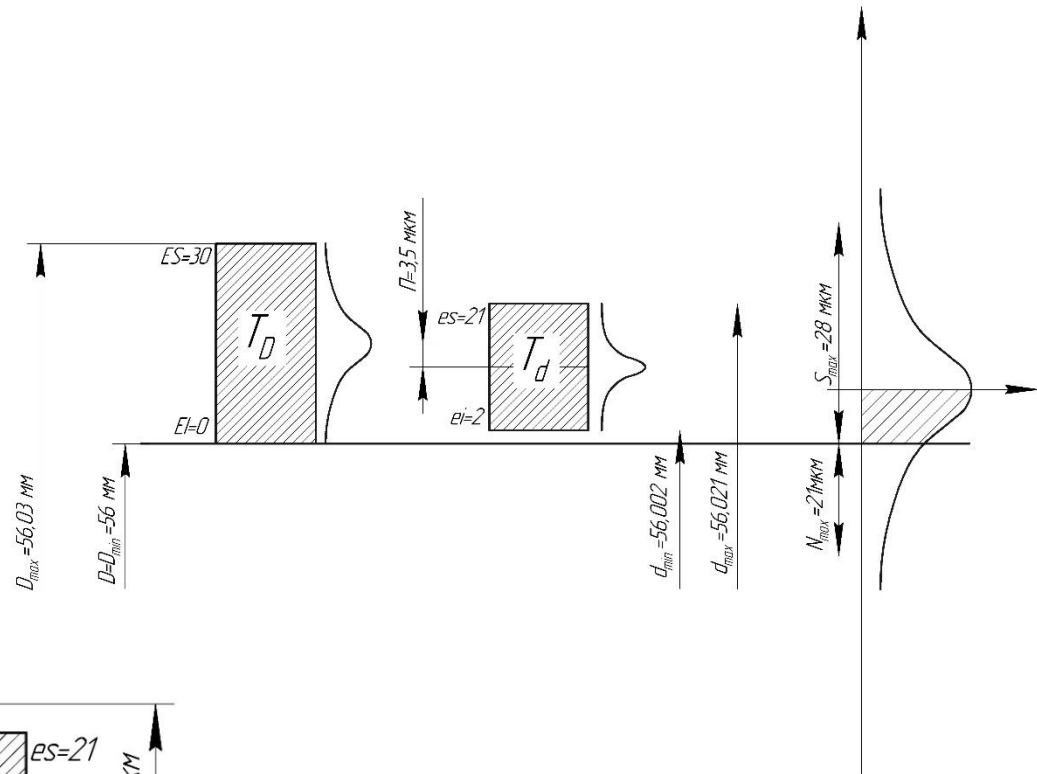
Вероятность получения соединения с зазором:

$$P_S = 0,5 + F_1, \quad F_1 = \Phi(z), \quad z = \frac{X}{\sigma_\Sigma},$$
$$z = \frac{2,5}{5,92} = 0,59, \quad F_1 = \Phi(0,59) = 0,2224, \quad P_S = 0,5 + 0,2224 = 0,7224$$

Вероятность получения соединения с натягом:

$$P_N = 1 - 0,7224 = 0,2776$$

3. Расчёт переходной посадки



Таким образом, при данной посадке для достаточно большого количества деталей в партии можно ожидать появления в 72,24 % случаев соединений с зазором и в только 27,76 % случаев с натягом.

4. Расчёт посадки венца зубчатого колеса со ступицей

Результаты измерения
размеров

венца зубчатого колеса и

ступ $d = d_{изм} \cdot M = 40 \cdot 2 = 80 \text{ мм},$
 $D_0 = D_{0изм} \cdot M = 50 \cdot 2 = 100 \text{ мм},$
 $d_0 = d_{0изм} \cdot M = 10 \cdot 2 = 20 \text{ мм},$
 $l = l_{изм} \cdot M = 15 \cdot 2 = 30 \text{ мм}.$

Нагрузки, воспринимаемые зубчатым

колесом $M_{кр} = 100 \text{ Нм}$. Материал
зубчатого колеса – сталь 40ХН ($E_D = 2,1 \cdot 10^5$
МПа, $\sigma_{TD} = 784 \text{ МПа}$), ступицы – сталь 45 (E_d
 $= 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\sigma_{TD} = 353 \text{ МПа}$);
шероховатость сопрягаемых
поверхностей $Ra_D = Ra_d = 1,0 \text{ мкм}$. Сборка
под прессом $f = 0,07$.

4. Расчёт посадки венца зубчатого колеса со ступицей

Определение минимального натяга из условия

неподвижности соединения

$$p_{\min} = \frac{2M_{\text{кр}} \cdot 10^3}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80^2 \cdot 30 \cdot 0,07} = 4,737 \text{ МПа.}$$

Вычисление коэффициентов

Памс.

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{D_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D_0}\right)^2} + \mu_D = \frac{1 + \left(\frac{80}{100}\right)^2}{1 - \left(\frac{80}{100}\right)^2} + 0,3 = 4,856; \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_0}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2} + \mu_d = \frac{1 + \left(\frac{20}{80}\right)^2}{1 - \left(\frac{20}{80}\right)^2} + 0,3 = 1,967.$$

Минимальный

$$N_{\min} = p_{\min} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) d \cdot 10^3 = 4,737 \left(\frac{4,856}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,967}{2,1 \cdot 10^5} \right) 80 \cdot 10^3 = 12,31 \text{ мкм.}$$

4. Расчёт посадки венца зубчатого колеса со ступицей

Определение наибольшего натяга из условия прочности

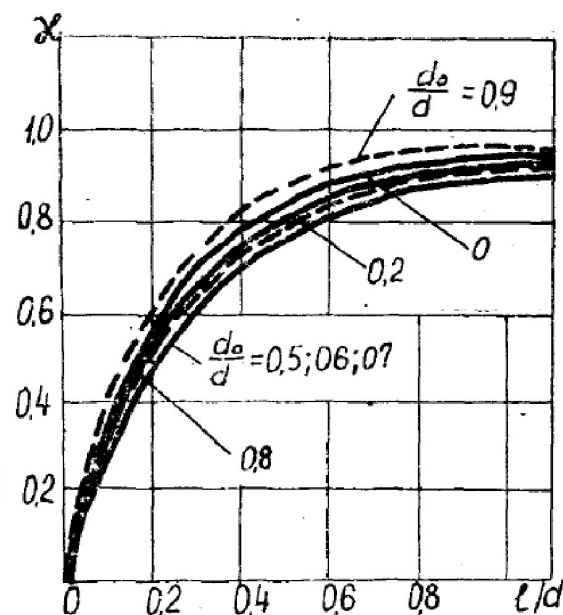
Максимальное возможное

$$p_{D \max} = 0,58 \cdot \sigma_{\tau D} \left[1 - \left(\frac{d}{D_0} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 785 \cdot \left[1 - \left(\frac{80}{100} \right)^2 \right] = 163,908 \text{ МПа};$$

$$p_{d \max} = 0,58 \cdot \sigma_{\tau d} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 353 \cdot \left[1 - \left(\frac{20}{80} \right)^2 \right] = 191,944 \text{ МПа}.$$

Максимальный

$$N_{\max} = p_{D \max} \cdot \chi \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) d \cdot 10^3 = 163,908 \cdot 0,7 \left(\frac{4,856}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,967}{2,1 \cdot 10^5} \right) 80 \cdot 10^3 = 29822 \text{ МКМ}.$$



4. Расчёт посадки венца зубчатого колеса со ступицей

Определение функциональных натягов с учётом поправки на смятие неровностей поверхностей при запрессовке.

Поправка на смятие: $\Delta_{см} = 5(Ra_D + Ra_d) = 5(1 + 1) = 10 \text{ мкм.}$
 Определение функциональных

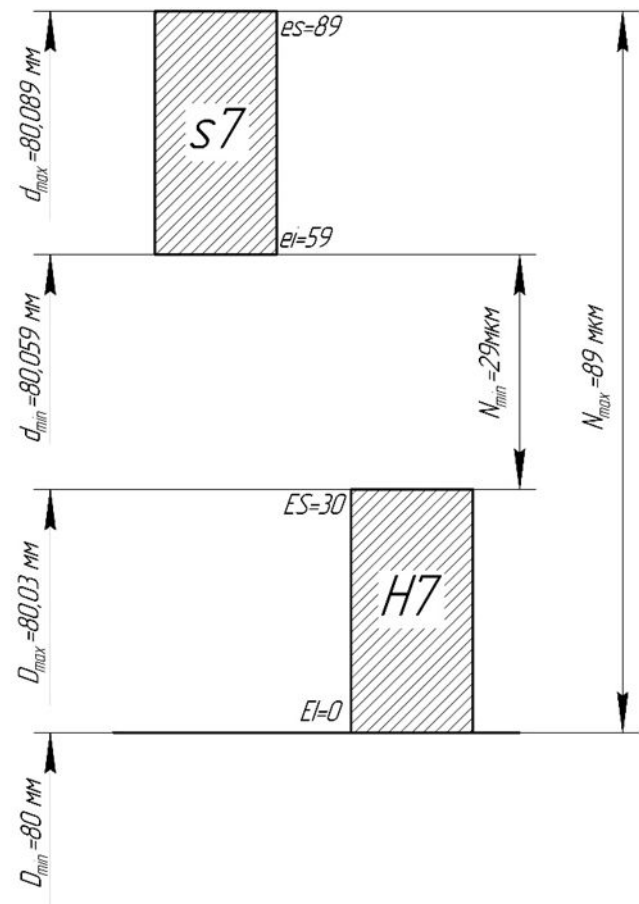
$$N_{\min \text{ функ}} = N_{\min} + \Delta_{см} = 12,31 + 10 = 22,31 \text{ мкм;}$$

$$N_{\max \text{ функ}} = N_{\max} + \Delta_{см} = 298,22 + 10 = 308,22 \text{ мкм.}$$

Выбор полей допусков

По таблице 11.9 определяем посадки удовлетворяющие условиям $N_{\min \text{ см}} \geq N_{\max \text{ функ}}$ и $N_{\max \text{ см}} \leq N_{\min \text{ функ}}$, для данных условий посадки и номинального диаметра 80 мм, подходят:

$$\frac{H7}{s6}, \frac{H7}{s7}, \frac{H7}{t6}, \frac{H7}{u7}, \frac{H8}{u8}, \frac{H8}{x8}, \frac{H8}{z8}.$$



5. Расчёт резьбового соединения

Определение основных размеров и предельных отклонений резьбового соединения.

Результаты определения наружного диаметра резьбы: $D'(d') = D_{изм}(d_{изм}) \cdot M = 5 \cdot 2 = 10 \text{ мм.}$

В соответствии с **ГОСТ 24705-2004** для резьбы **M10** с нормальным шагом **P=1,5 мм** выписываем номинальные диаметры

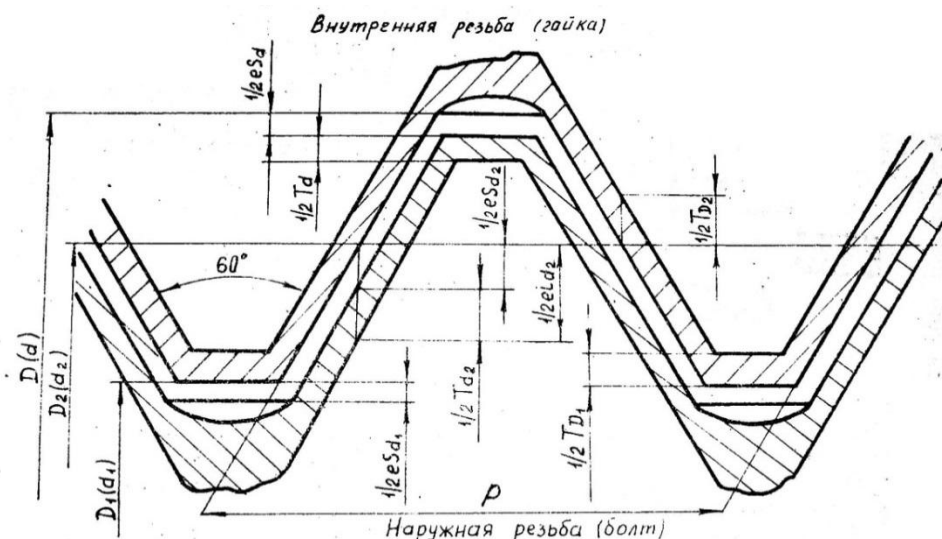
- наружный $D(d) = 10 \text{ мм};$
- средний $D_2(d_2) = 9,026 \text{ мм};$
- внутренний $D_1(d_1) = 8,376 \text{ мм.}$

В соответствии с **ГОСТ 16093-2004** находим предельные отклонения диаметров резьбы болта **M10-6h**:

- для d, d_2, d_1 $es_{d, d_1, d_2} = 0;$
- для d_2 $ei_{d_2} = -132 \text{ мкм};$
- для d $ei_d = -236 \text{ мкм};$
- для d_1 ei_{d_1} – не устанавливается.

Определяем предельные отклонения диаметров резьбы гайки

- для D, D_2, D_1 $EI_{D, D_1, D_2} = 0;$
- для D_2 $ES_{D_2} = +180 \text{ мкм};$
- для D_1 $ES_D = +300 \text{ мкм};$
- для D ES_D – не устанавливается.



5. Расчёт резьбового соединения

Определение допусков и предельных диаметров резьбы гайки и болта

Рассчитываем предельные диаметры и допуски резьбы болта:

болта:

$$d_{\max} = d + es_d = 10 + 0 = 10 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 10 + (-0,236) = 9,764 \text{ мм};$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = 10 - 9,764 = 0,236 \text{ мм};$$

$$d_{2\max} = d_2 + es_{d_2} = 9,026 + 0 = 9,026 \text{ мм};$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d_2} = 9,026 + (-0,132) = 8,894 \text{ мм};$$

$$T_{d_2} = d_{2\max} - d_{2\min} = 9,026 - 8,894 = 0,132 \text{ мм};$$

$$d_{1\max} = d_1 + es_{d_1} = 8,376 + 0 = 8,376 \text{ мм};$$

$$d_{1\min} - \text{не устанавливается.}$$

Рассчитываем предельные диаметры и допуски резьбы гайки:

$$D_{\max} - \text{не устанавливается};$$

$$D_{\min} = D + EI_D = 10 + 0 = 10 \text{ мм};$$

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D_2} = 9,026 + 0,180 = 9,206 \text{ мм};$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI_{D_2} = 9,026 + 0 = 9,026 \text{ мм};$$

$$T_{D_2} = D_{2\max} - D_{2\min} = 9,206 - 9,026 = 0,180 \text{ мм};$$

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D_1} = 8,376 + 0,300 = 8,676 \text{ мм};$$

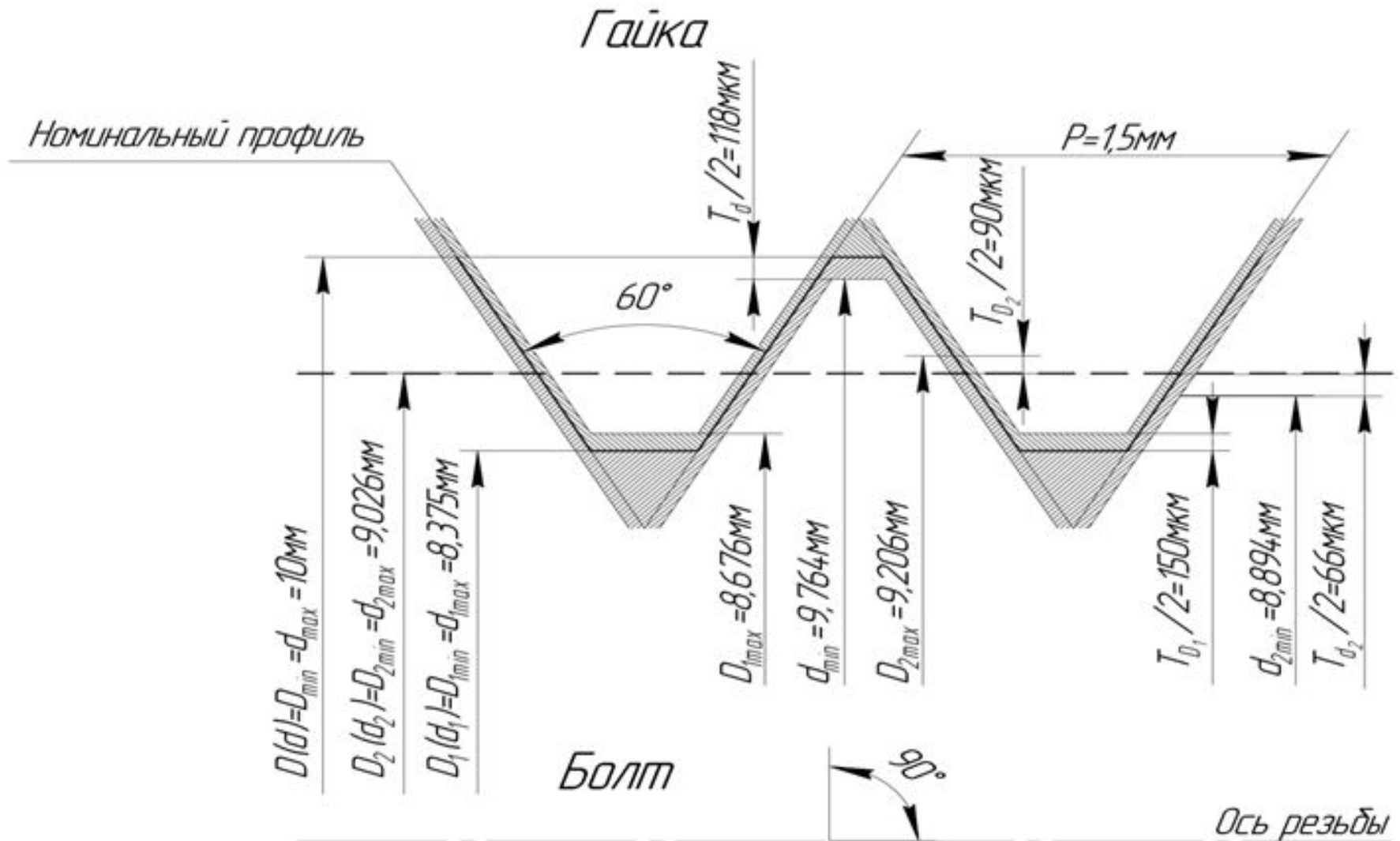
$$D_{1\min} = D_1 + EI_{D_1} = 8,376 + 0 = 8,376 \text{ мм};$$

$$T_{D_1} = D_{1\max} - D_{1\min} = 8,676 - 8,376 = 0,300 \text{ мм}.$$

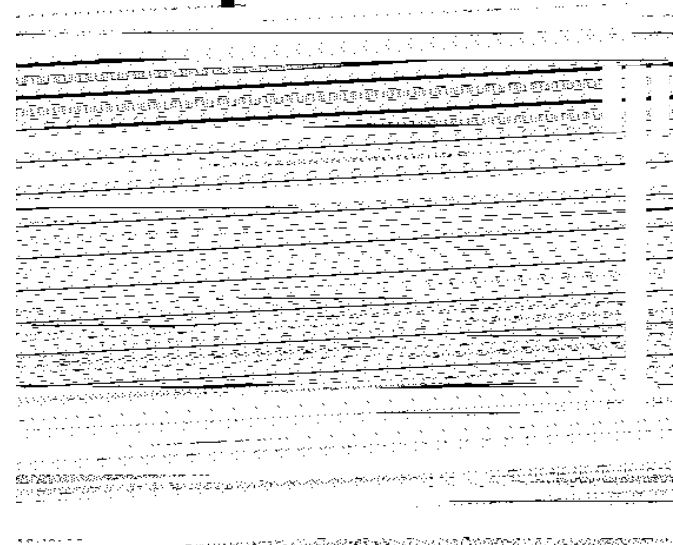
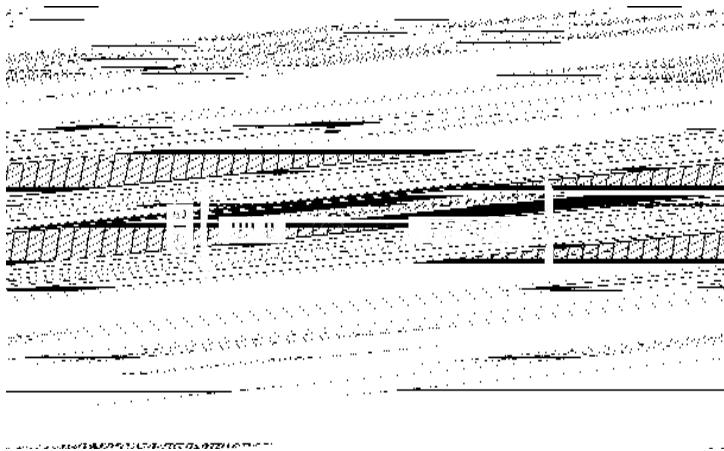
5. Расчёт резьбового соединения

| Номинальные диаметры резьбового соединения <i>M10-6H/6h</i> | | | | | |
|---|-----------------|---------------------|--------------------|---------------------|--------------------|
| $D = d = 10,000$ | | $D_2 = d_2 = 9,026$ | | $D_1 = d_1 = 8,376$ | |
| Внутренняя резьба (гайка) <i>M10-6H</i> | | | | | |
| EI_D , МКМ | ES_D , МКМ | EI_{D_2} , МКМ | ES_{D_2} , МКМ | EI_{D_1} , МКМ | ES_{D_1} , МКМ |
| 0 | не огранич. | 0 | +180 | 0 | +300 |
| D_{\min} , ММ | D_{\max} , ММ | $D_{2\min}$, ММ | $D_{2\max}$, ММ | $D_{1\min}$, ММ | $D_{1\max}$, ММ |
| 10,000 | не огранич. | 9,026 | 9,206 | 8,376 | 8,676 |
| Наружная резьба (болт) <i>M10-6h</i> | | | | | |
| es_d , МКМ | ei_d , МКМ | es_{d_2} , МКМ | ei_{d_2} , МКМ | es_{d_1} , МКМ | ei_{d_1} , МКМ |
| 0 | -236 | 0 | -132 | 0 | не огранич. |
| d_{\max} , ММ | d_{\min} , ММ | $d_{2\max}$, ММ | $d_{2\min}$, ММ | $d_{1\max}$, ММ | $d_{1\min}$, ММ |
| 10,000 | 9,764 | 9,026 | 8,894 | 8,376 | не огранич. |
| Величина предельных зазоров, МКМ | | | | | |
| $S_{D(d)\min}$ | $S_{D(d)\max}$ | $S_{D_2(d_2)\min}$ | $S_{D_2(d_2)\max}$ | $S_{D_1(d_1)\min}$ | $S_{D_1(d_1)\max}$ |
| 0 | не огранич. | 0 | 312 | 0 | не огранич. |

5. Расчёт резьбового соединения



6. Расчёт исполнительных размеров калибров



Контролируемый
размер: $50 \frac{F7}{k6}$

Определим предельные отклонения для контролируемых размеров по
ГОСТ 25347-2013.

| Отверстие 50 F7 | Вал 50 k6 |
|---|---|
| $EI=25$ $T_D=IT7=25 \text{ мкм}$ $ES=+50 \text{ мкм}$ $D_{\max}=50,050 \text{ мм}$ $D_{\min}=50,025 \text{ мм}$ | $ei=+2 \text{ мкм}$ $T_d=IT6=16 \text{ мкм}$ $es=+18 \text{ мкм}$ $d_{\max}=56,018 \text{ мм}$ $d_{\min}=56,002 \text{ мм}$ |

6. Расчёт исполнительных размеров калибров

Определим предельные размеры сопрягаемых поверхностей:

$$D_{\max} = D + ES = 50 + 0,050 = 50,050 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 50 + 0,025 = 50,025 \text{ мм}.$$

$$d_{\max} = d + es = 50 + 0,018 = 50,018 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 50 + 2 = 50,002 \text{ мм}.$$

Определим допуск

$$IT = T_D + T_d = 25 + 16 = 41 \text{ мкм}.$$

По таблице **ГОСТ 24853-81**, для номинального размера 50 мм и квалитетов 7 (отверстие) и 6 (вал) определяем числовые значения отклонений и допусков гладких калибров:

Для калибра – пробки: Z=3,5 мкм; Y=3 мкм; H=4 мкм

Для калибра – скобы: Z1=3,5 мкм; Y1=3 мкм; H1=4 мкм.

6. Расчёт исполнительных размеров калибров

Исполнительные размеры калибров – пробок:

$$PP_{\max} = D_{\min} + Z + H/2 = 50,025 + 0,0035 + 0,004/2 = 50,0305 \text{ мм};$$

$$PP_{\min} = D_{\min} + Z - H/2 = 50,025 + 0,0035 - 0,004/2 = 50,0265 \text{ мм};$$

$$PP_{\text{узн}} = D_{\min} - Y = 50,025 - 0,003 = 50,022 \text{ мм};$$

$$HE_{\max} = D_{\max} + H/2 = 50,050 + 0,004/2 = 50,052 \text{ мм};$$

$$HE_{\min} = D_{\max} - H/2 = 50,050 - 0,004/2 = 50,048 \text{ мм}.$$

Исполнительные размеры калибров - скоб:

$$PP_{\max} = d_{\max} - Z1 + H1/2 = 50,018 - 0,0035 + 0,004/2 = 50,0165 \text{ мм};$$

$$PP_{\min} = d_{\max} - Z1 - H1/2 = 50,018 - 0,0035 - 0,004/2 = 50,0125 \text{ мм};$$

$$PP_{\text{узн}} = d_{\max} + Y1 = 50,018 + 0,003 = 50,021 \text{ мм};$$

$$HE_{\max} = d_{\min} + H1/2 = 50,002 + 0,004/2 = 50,004 \text{ мм};$$

$$HE_{\min} = d_{\min} - H1/2 = 50,002 - 0,004/2 = 50,000 \text{ мм}.$$

6. Расчёт исполнительных размеров калибров