

Задача № 1

Расчёт допусков деталей и посадки в соединении

Для заданной посадки определить предельные размеры и допуски деталей в соединении. Начертить схему допусков и посадок соединения.

Номер варианта	1	2	3	4	5
Соединение	$10 \frac{H7}{g6}$	$180 \frac{H8}{e8}$	$50 \frac{H9}{d9}$	$125 \frac{H7}{k6}$	$300 \frac{H7}{s6}$

Пример

Для заданной посадки $\varnothing 60H7/k6$ определить предельные размеры и допуски деталей в соединении.

Начертить схему допусков и посадок соединения.

Решение

Заданная посадка является переходной.

По табл. 1.29 стр. 91 для вала $\varnothing 60k6$

- верхнее отклонение $es = +21$ мкм;
- нижнее отклонение $ei = +2$ мкм.

Определяем предельные размеры вала:

- максимальный диаметр $d_{max} = d_n + es = 60 + 0,021 = 60,021$ мм;
- минимальный диаметр $d_{min} = d_n + ei = 60 + 0,002 = 60,002$ мм;
- допуск диаметра $T_d = es - ei = 0,021 - 0,002 = 0,019$ мм.

По табл. 1.36 стр. 117 для отверстия $\varnothing 60H7$

- верхнее отклонение $ES = +30$ мкм;
- нижнее отклонение $EI = 0$.

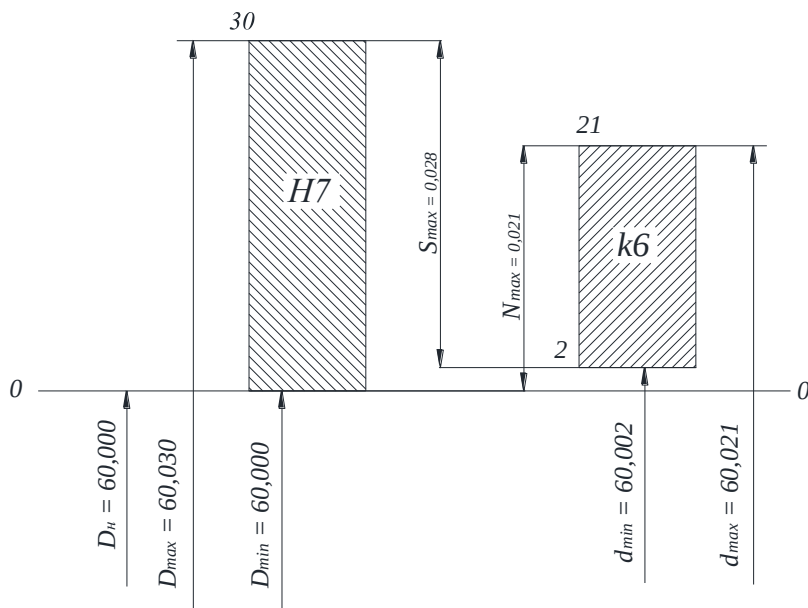
Определяем предельные размеры отверстия:

- максимальный диаметр $D_{max} = D_H + ES = 60 + 0,030 = 60,030$ мм;
- минимальный диаметр $D_{min} = D_H + EI = 60 + 0 = 60,000$ мм;
- допуск диаметра $T_D = ES - EI = 0,030 - 0 = 0,030$ мм.

Определяем зазор и натяг в соединении:

- максимальный зазор $S_{max} = ES - ei = 0,030 - 0,002 = 0,028$ мм;
- максимальный натяг $N_{max} = es - EI = 0,021 - 0 = 0,021$ мм;
- допуск зазора $T_S = T_N = T_D + T_d = 0,030 + 0,019 = 0,049$ мм.

По результатам полученных расчётов строим схему полей допусков размеров деталей и посадки в соединении.



Задача № 2

Расчёт исполнительных размеров гладких калибров

По результатам задачи № 1 для заданного размера соединения рассчитать исполнительные размеры гладкого калибра.

Построить схему

Номер варианта	1	2	3	4	5
Размер	вал	отверстие	вал	вал	отверстие

Пример № 1

Расчёт калибра для контроля вала

По результатам задачи № 1 для заданного размера соединения – вала $\varnothing 60k6$ – рассчитать исполнительные размеры гладкого калибра.

Построить схему расположения полей допусков для калибров.

Решение

Для контроля заданного размера вала $\varnothing 60k6$ применяется калибр-скоба.

По таблице 1 ГОСТ 24853-81 ([2], с. 5) выписываем формулы для определения исполнительных размеров рабочих и контрольных калибров.

По таблице 2 ГОСТ 24853-81 ([2], с. 6) выписываем допуски и отклонения калибров:

- отклонение середины поля допуска проходного калибра $Z_I = 4$ мкм
- допуск на изготовление калибров для вала $H_I = 5$ мкм
- допустимый выход за границу поля допуска при износе проходного калибра $Y_I = 3$ мкм;
- допуск на изготовление контрольного калибра для скобы $H_p = 2$ мкм.

Определяем исполнительные размеры рабочего калибра-скобы.

В качестве исполнительного размера скобы берется её наименьший предельный размер с положительным отклонением, равным допуску на изготовление калибра.

Скоба ПР новая.

Номинальный размер:

$$D_{\text{нПР}} = d_{\text{max}} - z_1 = 60,021 - 0,004 = 60,017 \text{ мм}$$

Наибольший предельный размер:

$$D_{\text{max ПР}} = D_{\text{нПР}} + \frac{H_1}{2} = 60,017 + \frac{0,005}{2} = 60,0195 \text{ мм}$$

Наименьший предельный размер

$$D_{\text{min ПР}} = D_{\text{нПР}} - \frac{H_1}{2} = 60,017 - \frac{0,005}{2} = 60,0145 \text{ мм}.$$

Исполнительный размер ПР стороны калибра-скобы, который ставится на чертеже калибра, устанавливается ГОСТ 21401 и равен $60,0145^{+0,005}$ мм.

Скоба НЕ

Номинальный размер равен наименьшему размеру вала:

$$D_{\text{нНЕ}} = d_{\text{min}} = 60,002 \text{ мм}.$$

Наибольший предельный размер

$$D_{\text{min НЕ}} = D_{\text{нНЕ}} + \frac{H_1}{2} = 60,002 + \frac{0,005}{2} = 60,0045 \text{ мм}.$$

Наименьший предельный размер НЕ

$$D_{\text{min НЕ}} = D_{\text{нНЕ}} - \frac{H_1}{2} = 60,002 - \frac{0,005}{2} = 59,9995 \text{ мм}.$$

Исполнительный размер НЕ стороны калибра-скобы устанавливается ГОСТ 21401 и равен $59,9995^{+0,005}$ мм.

Определяем размеры контрольного калибра-пробки

Контр-калибр ПР

Номинальный размер равен номинальному размеру проходной скобы.

Наибольший предельный размер:

$$D_{\max PP} = D_{нPP} + \frac{H_p}{2} = 60,019 + \frac{0,002}{2} = 60,020\text{мм}$$

Наименьший предельный размер

$$D_{\min PP} = D_{нPP} - \frac{H_p}{2} = 60,019 - \frac{0,002}{2} = 60,018\text{мм} .$$

Контр-калибр НЕ

Номинальный размер равен номинальному размеру непроходной скобы:

$$D_{нНЕкк} = D_{нНЕ} = 60,002\text{мм}$$

| Наибольший предельный размер:

$$D_{\max НЕкк} = D_{нНЕ} + \frac{H_p}{2} = 60,002 + \frac{0,002}{2} = 60,003\text{мм}$$

Наименьший предельный размер

$$D_{\min НЕкк} = D_{нНЕ} - \frac{H_p}{2} = 60,002 - \frac{0,002}{2} = 60,001\text{мм} .$$

Скоба ПР изношенная.

Номинальный размер – граница износа:

$$D_{нИЗ} = d_{\max} + Y_1 = 60,021 + 0,003 = 60,024\text{мм}$$

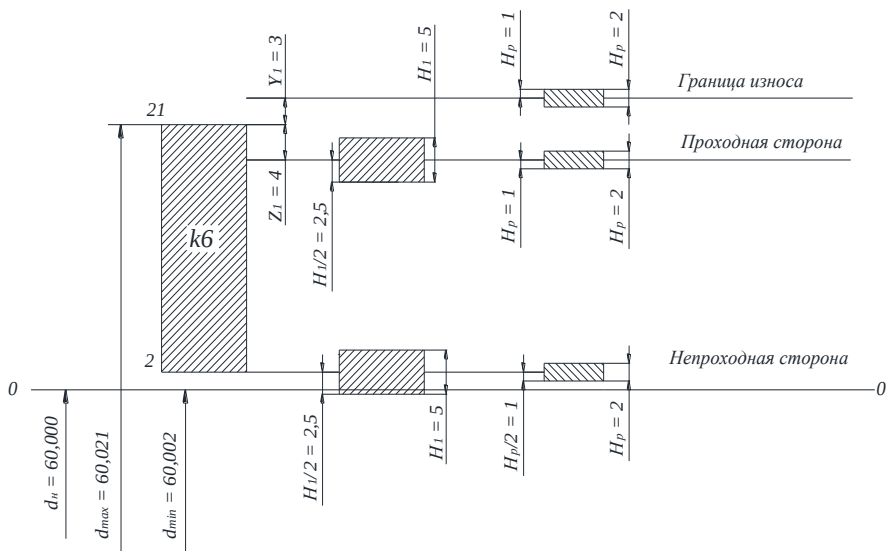
Наибольший предельный размер:

$$D_{\max ИЗ} = D_{нИЗ} + \frac{H_p}{2} = 60,024 + \frac{0,002}{2} = 60,025\text{мм}$$

Наименьший предельный размер

$$D_{\min ИЗ} = D_{нИЗ} - \frac{H_p}{2} = 60,024 - \frac{0,002}{2} = 60,023\text{мм} .$$

Строим схему расположения полей допусков вала, *ПР* и *НЕ* калибра-скобы и контрольного калибра-пробки в соответствии с рисунком 3.



Пример № 2

Расчёт калибра для контроля отверстия

По результатам задачи № 1 для заданного размера соединения – вала $\varnothing 60k6$ – рассчитать исполнительные размеры гладкого калибра.

Построить схему расположения полей допусков для калибров.

Решение

Для контроля заданного размера отверстия $\varnothing 60H7$ применяется калибр-пробка.

По таблице 1 ГОСТ 24853-81 ([2], с. 5) выписываем формулы для определения исполнительных размеров рабочих и контрольных калибров.

По таблице 2 ГОСТ 24853-81 ([2], с. 6) выписываем допуски и отклонения калибров:

- отклонение середины поля допуска проходного калибра $Z = 4$ мкм

- допуск на изготовление калибров для вала $H = 5$ мкм
- допустимый выход за границу поля допуска при износе проходного калибра $Y = 3$ мкм;

Пробка ПР новая

Номинальный размер

$$d_{нПР} = D_{\min} + z = 60 + 0,004 = 60,004 \text{ мм}$$

Наибольший предельный размер

$$d_{\max ПР} = d_{нПР} + \frac{H}{2} = 60,004 + \frac{0,005}{2} = 60,0065 \text{ мм}.$$

Наименьший предельный размер

$$d_{\min ПР} = d_{нПР} - \frac{H}{2} = 60,004 - \frac{0,005}{2} = 60,0015 \text{ мм}.$$

Пробка ПР изношенная

Наименьший предельный размер

$$d_{\min ИЗ} = D_{\min} - Y = 60 - 0,003 = 59,997 \text{ мм}.$$

Пробка НЕ

Номинальный размер равен максимальному размеру отверстия:

$$d_{нНЕ} = D_{\max} = 60,030 \text{ мм}$$

Наибольший предельный размер

$$d_{\max НЕ} = d_{нНЕ} + \frac{H}{2} = 60,030 + \frac{0,005}{2} = 60,0325 \text{ мм}.$$

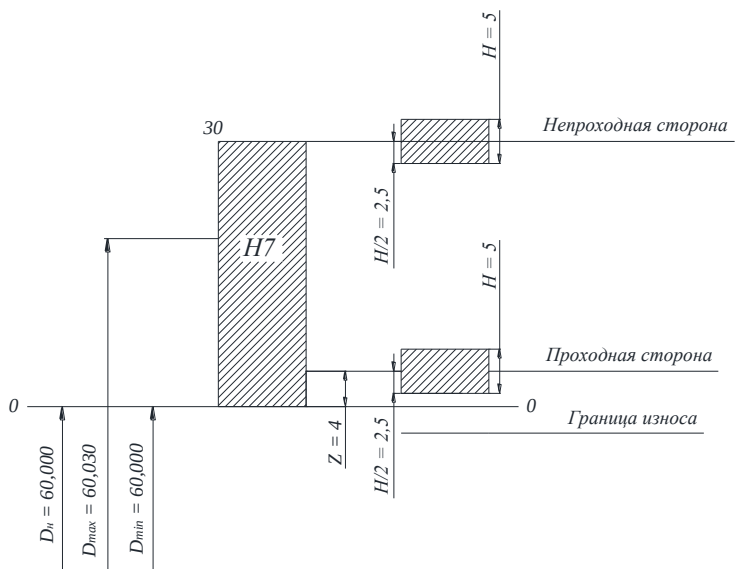
Наименьший предельный размер НЕ

$$d_{\min НЕ} = d_{нНЕ} - \frac{H}{2} = 60,030 - \frac{0,005}{2} = 60,0275 \text{ мм}.$$

Исполнительный размер ПР калибр-пробки $\varnothing 60,0065_{-0,005}$ мм.

Исполнительный размер НЕ калибр-пробки $\varnothing 60,0325_{-0,005}$ мм.

Строим схему полей допусков.



Задача № 3

Для заданного радиального однорядного шарикоподшипника (ГОСТ 8338-75) определить предельные размеры и допуски сопрягаемых поверхностей.

Построить схему

Номер варианта	1	2	3	4	5
Размер	6 – 316	5 – 408	4 – 210	3 – 120	5 - 105

Для заданного радиального однорядного подшипника качения 6 – 305 (вращается вал) определить предельные размеры и допуски сопрягаемых поверхностей.

Для заданного подшипника выписываем основные размеры и по табл. 4.87, стр. 282 принимаем посадку из рекомендованных для заданной 6-ой группы точности подшипника:

- внутренний диаметр $\varnothing 25$ – для сопрягаемого вала применяем посадку $k6$;
- наружный диаметр $\varnothing 62$ – для сопрягаемого отверстия применяем посадку $H7$.

Определяем предельные размеры соединения подшипника с валом.

По табл. 4.82 стр. 273 для отверстия подшипника $d_{\text{п}} = D_{\text{н}} = 25$ мм

- верхнее отклонение $ES = +1$ мкм;
- нижнее отклонение $EI = -9$ мкм.

По табл. 1.29 стр. 91 для вала $d = 25k6$

- верхнее отклонение $es = +15$ мкм;
- нижнее отклонение $ei = +2$ мкм.

Определяем предельные размеры вала:

- максимальный диаметр $d_{\text{max}} = d_{\text{н}} + es = 25 + 0,015 = 25,015$ мм;
- минимальный диаметр $d_{\text{min}} = d_{\text{н}} + ei = 25 + 0,002 = 25,002$ мм;
- допуск диаметра $T_d = es - ei = 0,015 - 0,002 = 0,013$ мм.

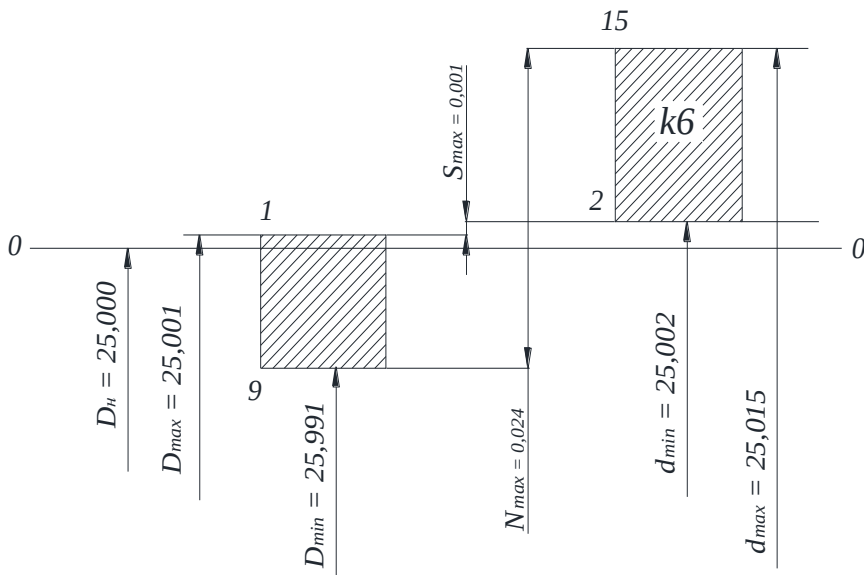
Определяем предельные размеры отверстия:

- максимальный диаметр $D_{\text{max}} = D_{\text{н}} + ES = 25 + 0,001 = 25,001$ мм;

- минимальный диаметр $D_{\min} = D_H + EI = 25 + (-0,009) = 24,991$ мм;
- допуск диаметра $T_D = ES - EI = 0,001 - (-0,009) = 0,010$ мм.

Определяем зазоры в соединении:

- максимальный натяг $N_{\max} = es - EI = 0,015 - (-0,009) = 0,024$ мм;
- минимальный натяг $N_{\min} = ei - ES = 0,002 - 0,001 = 0,001$ мм;
- допуск зазора $T_S = T_N = T_D + T_d = 0,010 + 0,013 = 0,023$ мм.



Определяем предельные размеры соединения подшипника с отверстием.

По табл. 4.83 стр. 276 для вала подшипника $D_{\Pi} = d_{\Pi} = 62$ мм

- верхнее отклонение $es = + 2$ мкм;
- нижнее отклонение $ei = - 13$ мкм.

По табл. 1.36 стр. 117 для отверстия $D = 62H7$

- верхнее отклонение $ES = + 30$ мкм;
- нижнее отклонение $EI = 0$.

Определяем предельные размеры вала:

- максимальный диаметр $d_{max} = d_H + es = 62 + 0,002 = 62,002$ мм;
- минимальный диаметр $d_{min} = d_H + ei = 62 + (-0,013) = 61,987$ мм;
- допуск диаметра $T_d = es - ei = 0,002 - (-0,013) = 0,015$ мм.

Определяем предельные размеры отверстия:

- максимальный диаметр $D_{max} = D_H + ES = 62 + 0,030 = 62,030$ мм;
- минимальный диаметр $D_{min} = D_H + EI = 62$ мм;
- допуск диаметра $T_D = ES - EI = 0,030 - 0 = 0,030$ мм.

Определяем зазоры в соединении:

- максимальный зазор $S_{max} = ES - ei = 0,030 - (-0,013) = 0,043$ мм;
- максимальный натяг $N_{max} = es - EI = 0,002 - 0 = 0,002$ мм;
- допуск зазора $T_S = T_N = T_D + T_d = 0,030 + 0,015 = 0,045$ мм.

