

Практическое занятие 3. Выбор и расчет посадок с натягом и переходных для гладких цилиндрических соединений

Цель: приобретение навыков по расчету и выбору посадок с натягом и переходных, образуемым двумя размерными элементами цилиндрической формы (валом и отверстием).

Задачи: рассчитать значения натяга и подобрать посадку с натягом. Обозначение на чертежах посадок и размерной точности отверстий и валов осуществляют в соответствии с рекомендациями ГОСТ 25346 – 2013.

Назначение посадок с натягом

Они предназначены:

- для неподвижных неразъемных соединений (как правило, без дополнительного крепления). Неподвижность деталей относительно друг друга достигается за счет напряжений, возникающих в материале сопрягаемых деталей, вследствие деформаций их контактных поверхностей;
- для передачи крутящих моментов, например, режущим инструментам на станках с ЧПУ (сверлам, зенкерам, разверткам и т.д.). В случае передачи больших крутящих моментов может быть предусмотрено дополнительное крепление.

Посадки с натягом установлены в 6 – 8 квалитетах для системы отверстия и в 5 – 6 квалитетах для системы вала. При этом предпочтение следует отдавать для системы отверстия 7-му квалитету, для системы вала – 6-му квалитету.

Ниже приведены примерные общие рекомендации использования посадок с натягом (метод подобию) [44].

- *Посадки с минимальным гарантированным натягом H/p , P/h применяют при малых нагрузках; в случае, если допустимы случайные смещения соединенных деталей; для легко деформируемых тонкостенных деталей.*

Посадки $H6/p6$, $P6/h5$ используют, если недопустимы значительные колебания натягов.

Посадки $H7/p6$, $P7/h6$ применяют для установки на валах зубчатых колес со шпонками; для запрессовки втулок в корпуса и напрессовки на валы установочных колец.

- *Посадки с умеренным гарантированным натягом H/r , H/s , H/t , R/h , S/h , T/h передают нагрузки средней величины без дополнительного крепления и тяжелые нагрузки с дополнительным креплением.*

Посадки средней точности при натягах $(0,0002...0,0006) d - H7/r6$, $H7/s6$, $H8/s7$, $H7/t6$, $S7/h6$, $T7/h6$, применяют для запрессовки втулок подшипников скольжения в корпуса и зубчатые колеса при тяжелых и ударных нагрузках; для напрессовки зубчатых и червячных колес на валы при тяжелых условиях работы, а также бронзовых зубчатых венцов на чугунные ступицы.

- *Посадки с большими гарантированными натягами H/u , U/h (натяги составляют $(0,001...0,002) d$), воспринимают тяжелые и ударные нагрузки, как правило, без дополнительного крепления.*

Наиболее применяемые посадки этой группы $H7/u7$, $U7/h6$, их используют для напрессовки несъемных полумуфт на концы валов, а также зубчатых бронзовых и стальных бандажей на чугунные и стальные центры; для запрессовки коротких втулок в ступицы свободно вращающихся колес.

Конкретные рекомендации для выбора посадок, в том числе и с натягом, приведены в справочной литературе [2, 44-46].

Расчетный метод выбора посадок с натягом

В процессе эксплуатации соединения с гарантированным натягом без дополнительного крепления могут испытывать воздействия осевых (сдвигающих) и радиальных сил, крутящего момента или их совокупности. Противодействовать им должны напряжения, возникающие за счет сил трения на контактирующих поверхностях благодаря натягу. При этом эти напряжения должны обеспечивать:

- неподвижность (прочность) соединения, в условиях максимально допустимого напряжения;
- прочность отдельно взятых деталей, входящих в это соединение (втулка или ступица могут лопнуть, а тонкостенный вал – смяться).

Для обеспечения этих двух условий существуют разные подходы расчета и назначения.

При первом подходе:

- определяется допустимое контактное давление на поверхности соединения и затем определяется наибольший допустимый натяг;
- рассчитывается наименьший натяг, за счет которого возможна передача внешней нагрузки;
- выбирается стандартная посадка с гарантированным натягом при соблюдении следующих соотношений

$$N_{\max}^{\text{ГОСТ}} \leq N_{\max}^{\text{расч}},$$

$$N_{\min}^{\text{ГОСТ}} \geq N_{\min}^{\text{расч}}.$$

При втором подходе:

- определяется наименьший расчетный натяг, обеспечивающий прочность соединения;
- по наименьшему натягу выбирается стандартная посадка;
- по наибольшему стандартному натягу проверяется прочность деталей, составляющих это соединение.

Рассмотрим методику расчета и выбора с натягом основанную на втором подходе.

Исходными данными для расчета являются: гладкое цилиндрическое соединение (вал – отверстие), внешние нагрузки (передаваемый крутящий момент – $M_{\text{кр}}$, сдвигающая осевая сила – $P_{\text{ос}}$), геометрические размеры и материалы деталей.

На рисунке 3.1 показан момент запрессовки вала в отверстие втулки (муфты, диска, зубчатого колеса и т.д.).

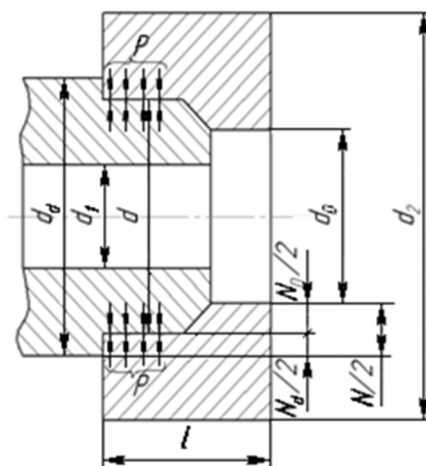


Рисунок 3.1 – Схема для расчета и выбора посадки с натягом

Последовательность расчета

1. Определяют давление (Н/м^2) на сопрягаемых поверхностях в зависимости от вида внешней нагрузки:

- при действии осевой силы

$$p = \frac{P_{\text{ос}}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f}; \quad (3.1)$$

- при действии крутящего момента

$$p = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f}; \quad (3.2)$$

- при действии $M_{\text{кр}}$ и $P_{\text{ос}}$

$$p \geq \frac{\sqrt{P_{\text{ос}}^2 + (2 \cdot M_{\text{кр}} / d)^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f}, \quad (3.3)$$

где d - номинальный диаметр соединения, м; l - длина соединения, м; $M_{\text{кр}}$ - крутящий момент, Н/м; $P_{\text{ос}}$ - осевая сила, Н; f - коэффициент трения.

2. Наименьший натяг (в м) в соединении определяют по формуле

$$N_{\text{min}} = P_{\text{min}} \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.4)$$

где E_1 и E_2 - модули упругости материала вала и втулки (для стали $2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$); C_1 и C_2 - коэффициенты Ламе соответственно для вала и втулки, определяемые как

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2, \quad (3.5)$$

где μ_1 и μ_2 - коэффициенты Пуассона для материала вала и отверстия (сталь $\mu = 0,3$; чугун $\mu = 0,25$; бронза $\mu = 0,35$; латунь $\mu = 0,38$); d_1 - внутренний диаметр полого вала (для сплошного вала $d_1 = 0$); d_2 - наружный диаметр втулки (для корпуса d_2 принимается равным бесконечности).

3. Корректируем значение $N_{\min}$ для учета смятия микронеровностей поверхностей вала и втулки при запрессовке. Расчетный натяг будет иметь вид

$$N_{\text{расч}} = N_{\min} + 1,2(Rz_1 + Rz_2), \quad (3.6)$$

где Rz_1 и Rz_2 - высотные параметры шероховатости поверхностей соответственно вала и втулки.

Величину микронеровностей следует назначать:

- для отверстия $Rz_2 = 6,3 \dots 10$ мкм;
- для вала $Rz_1 = 3,2 \dots 6,3$ мкм.

Значения шероховатости соответствуют способам обработки поверхностей для получения посадок с натягом в 6 – 8 квалитетах.

4. По $N_{\text{расч}}$ выбирают стандартную посадку [25] с соблюдением условия

$$N_{\min}^{\text{ГОСТ}} > N_{\text{расч}}.$$

5. Выбранную посадку проверяют расчетом на прочность при наибольшем стандартном натяге $N_{\max}^{\text{ГОСТ}}$. Напряжение на валу и во втулке рассчитываются по формулам, Н/м²:

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot P_{\max}}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}, \quad (3.7)$$

$$\sigma_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} \cdot P_{\max}, \quad (3.8)$$

$$\text{где } P_{\max} = \frac{N_{\max}^{\text{ГОСТ}} - 1,2(Rz_1 + Rz_2)}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)}, \text{ Н/м}^2 \quad (3.9)$$

Если σ_1 и σ_2 меньше предела текучести материала деталей σ_T , то посадка выбрана правильно, то есть должно соблюдаться условие: $\sigma_1 < \sigma_{T_1}; \sigma_2 < \sigma_{T_2}$.

Назначение переходных посадок.

С целью центрирования неподвижных разъемных соединений применяют переходные посадки. При этом неподвижность соединения, как правило, обеспечивается дополнительным креплением деталей с помощью шпонок, штифтов и т.п.

Для переходных посадок характерны небольшие величины зазоров и натягов при сборке, что позволяет, с одной стороны обеспечивать хорошее центрирование сопрягаемых деталей, с другой стороны – достаточно легко осуществлять сборку или разборку деталей при эксплуатации.

Переходные посадки установлены только для точных квалитетов с 4-го по 8-ой квалитеты.

Выбор посадок для центрирования деталей производится в большинстве случаев методом подобия – по аналогии с хорошо работающими узлами машин и механизмов.

«Глухие» посадки (H/n , N/h) характеризуются наибольшей вероятностью получения натяга в соединении ($P_N \approx 0,90$), при сборке используют тяжелые съемники, прессы и т.п. Применяются для тяжелонагруженных зубчатых колес, муфт, кривошипов с валами и т.п. Данные посадки обладают высокой степенью центрирования.

«Тугие» посадки (H/m , M/h) дают вероятность получения натяга более 60 %. Обеспечивают высокую степень центрирования и применяют для сопряжения зубчатых колес, маховиков, шкивов, тонкостенных втулок в корпуса.

«Напряженные» посадки (H/k , K/h) дают вероятность получения натягов от 24 до 68 %. Посадки обеспечивают хорошее центрирование. Сборка и разборка таких соединений происходит без значительных усилий. Применяются для сопряжения зубчатых колес, маховиков, муфт с валами.

«Плотные» посадки (H/js , Js/h) дают вероятность натяга до 5 %. Обеспечивают легкую собираемость и удовлетворительное центрирование. Применяются для сопряжения подшипников с корпусами, небольших шкивов и ручных маховичков с валами.

Расчетный метод выбора переходных посадок применяется редко, в качестве проверочного расчета. Этот метод может включать [44]:

- 1) расчет максимально допустимого зазора, исходя из необходимости ограничения радиального биения;
- 2) расчет вероятности получения зазоров и натягов в соединении;
- 3) расчет усилия запрессовки и распрессовки при наибольшем натяге.

Расчет переходных посадок проводят с использованием теории вероятностей с учетом допущений:

- размеры деталей при изготовлении подчинены нормальному закону (Гаусса);
- сборка узлов осуществляется без подбора;
- $TD (Td) = 6\sigma$.

Приведенные допущения позволяют нам говорить о том, что зазоры и натяги в соединении также будут подчинены нормальному закону распределения.

При определении вероятности получения зазоров и натягов в соединении последовательность действий следующая.

1. Определяют предельные отклонения отверстия и вала по ГОСТ 25347.
2. Вычисляют допуски отверстия и вала.
3. Вычисляют допуск посадки вероятностным методом по формуле

$$T(S, N) = \sqrt{TD^2 + Td^2}.$$

4. Находят среднеквадратическое отклонение зазоров и натягов

$$\sigma(S, N) = \frac{T(S, N)}{6}.$$

5. На схеме интервалов допусков отверстия и вала строят кривую распределения.

6. Вычисляем среднее отклонение отверстия и вала $E_c = \frac{EI + ES}{2}$,

$$e_c = \frac{ei + es}{2}.$$

7. Рассчитываем относительную переменную $z = \frac{E_c - e_c}{\sigma(S, N)}$.

8. По нормированной функции Лапласа определяют вероятность зазоров в пределах от центра кривой
9. Вычисляют вероятность получения натягов.
10. Вычисляем предельные величины натяга и зазора с учетом рассеяния размера по нормальному закону распределения. Выполняем проверку расчетов.

Задания для самостоятельного выполнения

Задание 1. Для заданных параметров соединения рассчитать и подобрать посадку с натягом.

Для всех вариантов, материал вала сталь 45, $E_1 = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\sigma_{T1} = 36 \cdot 10^7$ Н/м², $\mu_1 = 0,3$. Материал втулки сталь 20ХН, $E_2 = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $\sigma_{T2} = 60 \cdot 10^7$ Н/м²; $\mu_2 = 0,3$. Рабочая температура деталей (t_D , t_d) и сборки ($t_{сб}$) равна 20 °С. В расчетах принять $Rz \approx 4Ra$.

Предпоследняя цифра номера варианта	d , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l , мм	Последняя цифра номера варианта	Ra_1 , мкм	Ra_2 , мкм	$M_{кр}$, Н·м	$P_{о.с.}$, Н	f
1	25	0	40	25	1	1,25	0,63	32	-	0,15
2	35	10	50	35	2	1,25	1,25	108	-	0,20
3	45	15	60	45	3	0,63	1,25	256	-	0,15
4	56	26	70	55	4	0,63	0,63	500	-	0,20
5	80	30	90	60	5	1,25	0,63	600	-	0,15
6	30	0	60	30	6	0,63	1,25	-	6000	0,20
7	45	0	90	45	7	0,63	0,63	-	6500	0,18
8	23	0	50	25	8	0,5	0,63	-	7000	0,17
9	45	16	70	45	9	0,63	0,5	-	5000	0,16
0	35	12	70	35	0	0,5	0,5	-	5500	0,15

Задание 2. Рассчитать вероятность появления зазора и натяга в соединении.

Предпоследняя цифра номера варианта	Номинальный размер, мм	Класс допуска отверстия	Последняя цифра номера варианта	Класс допуска вала
1	25	H6	1	js6
2	37	H7	2	k6
3	48	H8	3	m6
4	112	H6	4	n6
5	89	H7	5	m7

6	64	H8	6	js7
7	33	H6	7	k7
8	56	H7	8	n7
9	91	H8	9	js8
0	220	H7	0	m8

Пример 1.

Исходные данные. Номинальный диаметр гладкого соединения – $d = 70$ мм, внутренний диаметр полого вала $d_1 = 32$ мм (для сплошного вала $d_1 = 0$), наружный диаметр втулки $d_2 = 90$ мм (для корпуса d_2 - принимается равным бесконечности), длина сопряжения отверстия и вала – $l = 25$ мм, крутящий момент $M_{кр} = 125$ Н/м, материал сопрягаемых деталей - Сталь 45 ГОСТ 1050 - 2013 (предел текучести $\sigma_T = 36 \cdot 10^7$ Н/м²).

Решение. Определяем давление p на сопрягаемых поверхностях при действии крутящего момента по формуле (3.2)

$$p = \frac{2 \cdot 125}{3,14 \cdot 0,07^2 \cdot 0,025 \cdot 0,1} = 6,5 \cdot 10^6.$$

Находим наименьший натяг N_{min} , м, в соединении, учитывая что $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м².

Коэффициенты C_1 и C_2 , определяемые по формуле (3.5)

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{32}{70}\right)^2}{1 - \left(\frac{32}{70}\right)^2} - 0,3 = 1,228, \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{70}{90}\right)^2}{1 - \left(\frac{70}{90}\right)^2} + 0,3 = 4,36$$

Подставляя, вычисленные коэффициенты, в выражение (3.4), получим

$$N_{min} = 6,5 \cdot 10^6 \cdot 0,07 \cdot \left(\frac{1,228}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{4,36}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 1,21 \cdot 10^{-5}.$$

Значит $N_{min} = 1,21 \cdot 10^{-5}$ м = 12,1 мкм. С учетом шероховатости поверхности расчетный натяг будет равным $N_{расч} = 12,1 + 1,2 \cdot (3,2 + 6,3) = 23,5$ мкм. Так как посадки с натягом обычно предусмотрены в 6...8 квалитетах, то принимаем $Rz_1 = 3,2$ мкм и $Rz_2 = 6,3$ мкм. Выбираем стандартную посадку, исходя из условия

$$N_{min}^{ГОСТ} \geq N_{расч}. \text{ Этому условию соответствует стандартная посадка } \varnothing 70 \frac{H7\left(\begin{smallmatrix} +0,030 \\ 0 \end{smallmatrix}\right)}{s6\left(\begin{smallmatrix} +0,078 \\ +0,059 \end{smallmatrix}\right)}$$

для которой $N_{min}^{ГОСТ} = 29$ мкм, а $N_{max}^{ГОСТ} = 78$ мкм. Выбранную посадку проверяем на прочность деталей, образующих посадку. Для этого определяем давления p_{max} (в Н/м²), возникающие на валу и втулке под действием наибольшего натяга по формуле (3.9).

$$p_{max} = \frac{78 \cdot 10^{-6} - 1,2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-6} + 6,3 \cdot 10^{-6})}{0,070 \cdot \left(\frac{1,228}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{4,36}{2,1 \cdot 10^{11}} \right)} = 36 \cdot 10^6.$$

Используя это давление, рассчитываем напряжения σ_1 и σ_2 по формулам (3.7) и (3.8).

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot 36 \cdot 10^6}{1 - \left(\frac{32}{70} \right)^2} = 9,1 \cdot 10^7, \sigma_2 = \frac{1 + \left(\frac{70}{90} \right)^2}{1 - \left(\frac{70}{90} \right)^2} \cdot 36 \cdot 10^6 = 14,6 \cdot 10^7.$$

Вычисленные напряжения σ_1 и σ_2 меньше предела текучести материалов деталей ($\sigma_T = 36 \cdot 10^7$). Это означает, что посадка $H7/s6$ выбрана правильно, то есть соблюдаются условия:

$$\sigma_1 < \sigma_{T_1}, \sigma_2 < \sigma_{T_2}.$$

Схема расположения интервалов допусков представлена на рисунке 3.2, эскиз деталей и соединения – на рисунке 3.3.

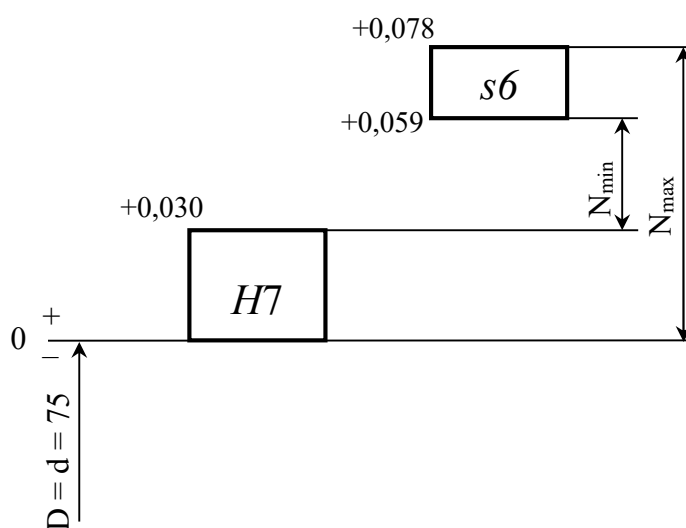


Рисунок 3.2 – Схема расположения интервалов допусков

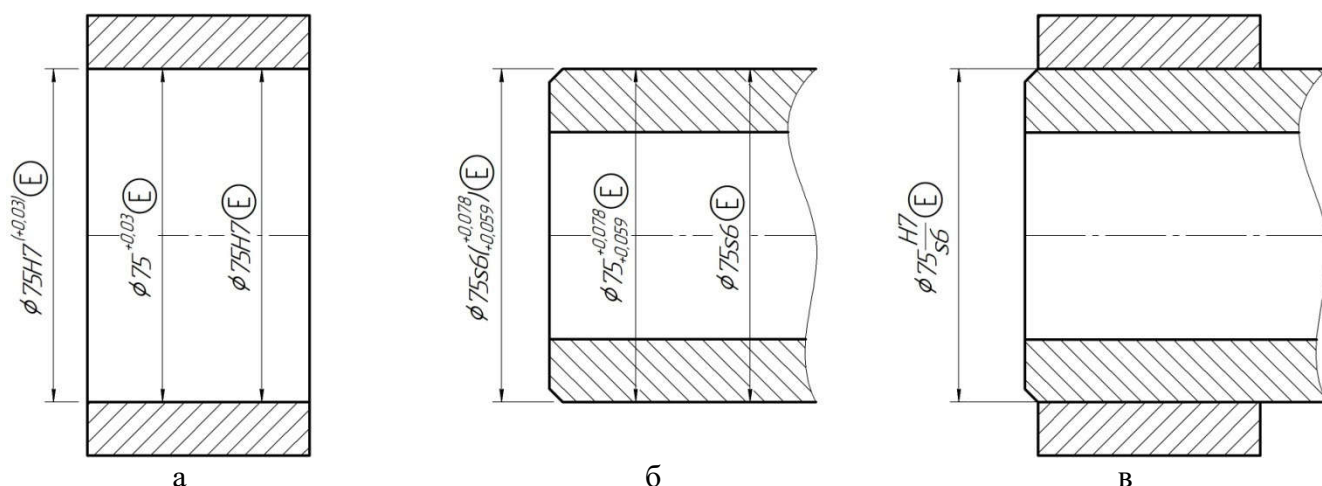


Рисунок 3.3 – Эскиз деталей и соединения:
а - отверстия, б - вала, в - посадки

Пример 2. Рассчитать вероятность появления натягов и зазоров в соединении $\varnothing 300 \frac{H7}{k6}$. При условии, что распределение отклонений размеров отверстия и вала после изготовления и измерения подчиняется нормальному закону (закону Гаусса) с центром группирования в середине интервала допуска, а допуск деталей равен величине размаха рассеяния отклонений, т.е. $Td = 6\sigma_d$, $TD = 6\sigma_D$, где σ_D , σ_d - среднее квадратическое отклонение (СКО) размеров отверстия и вала.

Решение.

По приложениям 2 и 3 находим предельные отклонения отверстия и вала:

- для отверстия $\varnothing 300H7$: $ES = 52$ мкм, $EI = 0$ мкм;

- для вала $\varnothing 300k6$: $es = 36$ мкм, $ei = 4$ мкм.

Допуск отверстия и вала:

$$TD = ES - EI, TD = 52 - 0 = 52 \text{ мкм},$$

$$Td = es - ei, Td = 36 - 4 = 32 \text{ мкм}.$$

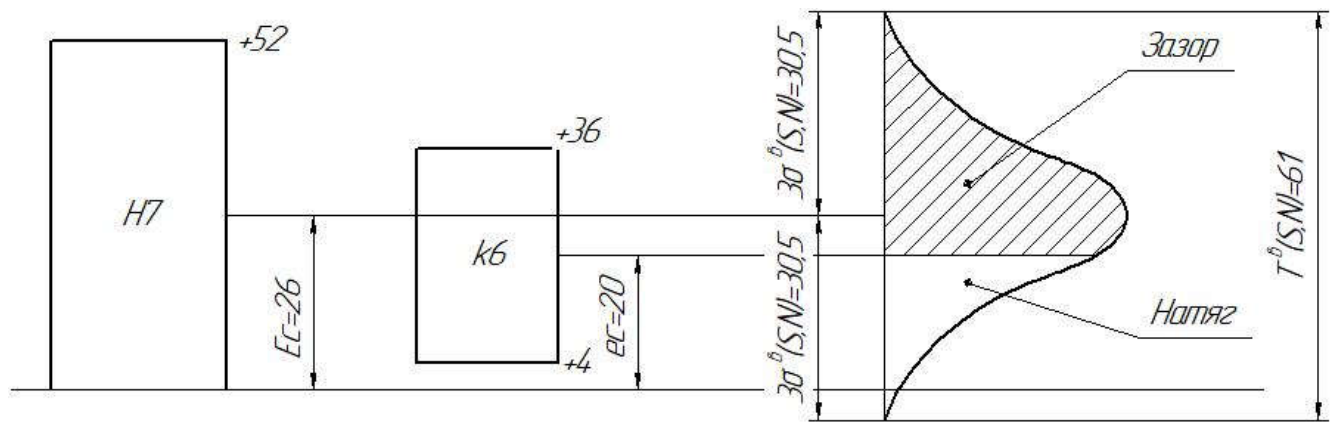
Определяем допуск посадки $T^e(S, N)$ вероятностным методом:

$$T^e(S, N) = \sqrt{TD^2 + Td^2}, \quad T^e(S, N) = \sqrt{52^2 + 32^2} \approx 61 \text{ мкм}.$$

Вычисляем среднеквадратическое отклонение зазоров и натягов $\sigma^e(S, N)$:

$$\sigma^e(S, N) = \frac{T^e(S, N)}{6}, \quad \sigma^e(S, N) = \frac{61}{6} = 10,17 \text{ мкм}.$$

Строим кривую распределения зазоров и натягов на схеме расположения интервалов допусков отверстия и вала.



Вычисляем среднее отклонение отверстия и вала.

$$E_c = \frac{ES + EI}{2}, E_c = \frac{52 + 0}{2} = 26 \text{ мкм.}$$

$$e_c = \frac{es + ei}{2}, e_c = \frac{36 + 4}{2} = 20 \text{ мкм.}$$

Определяем относительную переменную z:

$$z = \frac{E_c - e_c}{\sigma^s(S, N)}, z = \frac{26 - 20}{10,17} = 0,59.$$

Вероятность зазоров в пределах от центра кривой до переменной z, т.е. от 0 до z или в натуральных единицах от 0 до 6 мкм, можно определить интегралом

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz.$$

Для $z = 0,59$ имеем $\Phi(z) = 0,2224$ или 22,24 %, т.е. вероятность получения зазоров в интервале от 0 до z равна 22,24 %.

Общая вероятность получения зазоров

$$F(z) = 0,5 + \Phi(z), F(z) = 0,5 + 0,2224 = 0,7224 \text{ или } 72,24 \%.$$

Вероятность получения натягов

$$P = 1 - F(z), P = 1 - 0,7224 = 0,2776 \text{ или } 27,76 \%.$$

Предельные величины зазоров и натягов с учетом рассеяния размеров по закону Гаусса будут определяться по практическим границам кривой рассеяния.

Наибольший натяг вероятностный

$$N_{\max}^s = 3 \cdot \sigma^s(S, N) - z, N_{\max}^s = 3 \cdot 10,17 - 6 = 24,5.$$

Наибольший зазор вероятностный

$$S'_{\max} = 3 \cdot \sigma^e(S, N) + z, \quad S'_{\max} = 3 \cdot 10,17 + 6 = 36,5.$$

Проверяем правильность определения $N'_{\max}$ и $S'_{\max}$, по условию $T^e(S, N) = 6 \cdot \sigma^e(S, N)$, $T^e(S, N) = 6 \cdot 10,17 = 61$ мкм. В нашем случае, $24,5 + 36,5 = 61$ мкм, т.е. предельные величины зазора и натяга определены верно.

Контрольные вопросы для самоподготовки и защиты практической работы.

1. Назначение посадок с натягом.
2. Почему посадки с натягом предусмотрены только в точных качествах (в системе отверстия в 6,7,8 качествах, а в системе вала в 5 и 6 качествах)?
3. Какой натяг, из двух предельных натягов, называется гарантированным?
4. В процессе эксплуатации, какие внешние силовые воздействия, могут испытывать соединения с гарантированным натягом?
5. Какие способы сборки соединений с натягом существуют?
6. Какие подходы используются при расчетном методе выбора посадки с натягом?
7. Каким условиям должна отвечать выбранная посадка с натягом?
8. Какие посадки называются переходными?
9. Назначение переходных посадок.
10. Почему переходные посадки предусмотрены в точных качествах (в системе отверстия в 6,7,8 качествах, а в системе вала в 5 и 6 качествах)?
11. Назовите четыре идентификатора основных отклонений отверстия и вала, служащие для образования переходных посадок.
12. Как подсчитываются вероятности получения зазоров и натягов в переходных посадках?
13. Какие особенности при обозначении посадки и размерной точности по ГОСТ 25346 - 2013?
14. Варианты указания требований к точности размерного элемента в соответствии с ГОСТ 25346 - 2013