

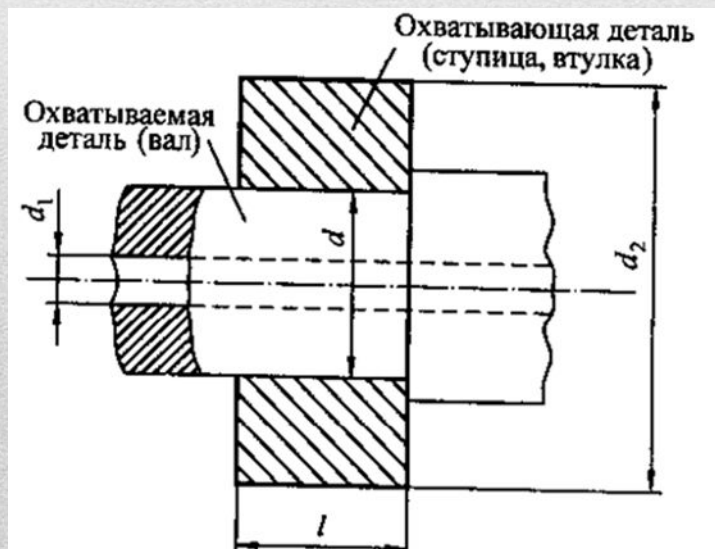
Расчет посадок с натягом и зазором

Выполнил студент группы ОМ-16 Чураев А.Е
Руководитель Лукьянова С.М

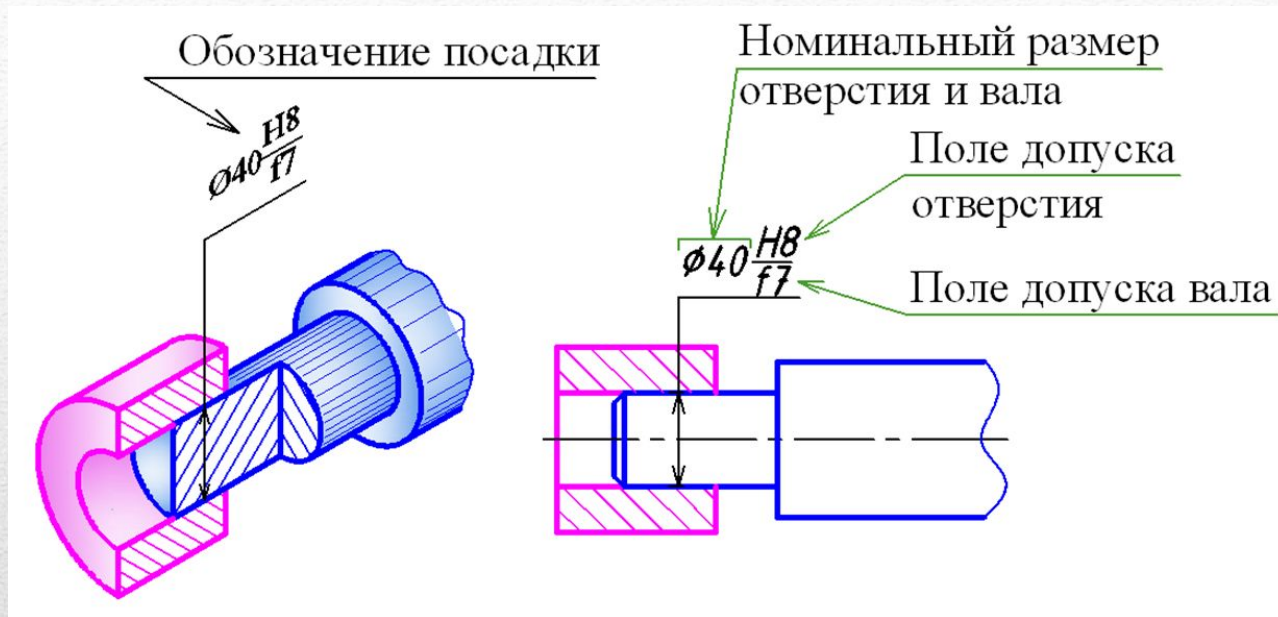
- Цель расчета посадки с натягом - обеспечение прочности соединения (отсутствие смещения сопрягаемых деталей внешних нагрузок) и определение минимального $[N_{\min}]$ и максимального $[N_{\max}]$ допускаемых натягов, при которых отсутствуют пластические деформации.

Исходные данные

$M_{кр}, Н \cdot м$	$d_1, мм$	$d_k, мм$	$d_b, мм$	$l, мм$	$R_{zd}, мкм$	$R_{zd}, мкм$	Материал
826	0	277	60	70	2,5	1,2	Сталь 35



Посадка с натягом - посадка, при которой размеры вала больше размера отверстия до сборки.



Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных соединений без дополнительного крепления винтами, штифтами и др.

- У посадок с натягом неподвижность сопрягаемых деталей под действием нагрузок обеспечивается силами трения, возникающими при упругой деформации деталей, создаваемой натягом.

- В расчете мы определили величину требуемого минимального удельного давления, на контактных поверхностях соединения, необходимых для создания сил трения, препятствующих относительному смещению деталей, Н/м^2

$$[P_{\min}] = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 826}{3,14 \cdot (65 \cdot 10^{-3})^2 \cdot (70 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,1} = 1,77 \cdot 10^7$$

где $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, поворачивающий одну деталь относительно другой, Н/м^2 ;

d_e — номинальный посадочный диаметр соединения, м;

l — длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

f — коэффициент трения при установившемся процессе поворачивания.

По рассчитанному значению P_{\min} определили наименьший расчетный натяг N'_{\min} , мкм:

$$N'_{\min} = C_1 \cdot [P_{\min}] \cdot \frac{d_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \cdot [P_{\min}] = 1,77 \cdot 10^7 \cdot 65 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{1,42}{2 \cdot 10^{11}} \cdot 1,77 \cdot 10^7 = 121,9 \cdot 10^{-7} = 12,2 \text{ мкм}$$

где C_1 и C_2 — коэффициенты вала и отверстия, находимые расчетным способом

- E_1 и E_2 — модули упругости материалов соответственно охватываемой (вала) и охватывающей (отверстие) деталей, Н/м^2

$$C_1 = \frac{1 + \frac{d_1^2}{d^2}}{1 - \frac{d_1^2}{d^2}} - \mu = \frac{1 + \frac{0}{65^2}}{1 - \frac{0}{65^2}} - 0,3 = 0,7$$

$$C_2 = \frac{1 + \frac{d_2^2}{d^2}}{1 - \frac{d_2^2}{d^2}} + \mu = \frac{1 + \frac{65^2}{277^2}}{1 - \frac{65^2}{277^2}} + 0,3 = 1,42$$

где d — номинальный посадочный диаметр соединения, мм;

d_1 — диаметр отверстия в охватываемой детали, мм;

μ — коэффициент Пуассона материала вала.

где d_2 — наружный диаметр охватывающей детали, мм;

μ — коэффициент Пуассона материала отверстия.

- На посадку деталей с натягом оказывают влияние различные факторы, связанные с условием эксплуатации, поэтому необходимо определить минимальный допустимый натяг с учетом поправок, мкм

$$[N_{min}] = N'_{min} + \gamma_{uu}$$

где γ_{uu} - поправка, учитывающая сжатие микронеровностей при сборке, мкм.

R_{zD} и R_{zd} - параметры шероховатости по 10-ти точкам, мкм.

$$\gamma_{uu} = 1,2 \sqrt{R_{zD}^2 + R_{zd}^2}, \quad \gamma_{uu} = 1,2 \sqrt{2,5^2 + 1,2^2} = 4,44$$

$$[N_{min}] = 12,2 + 4,4 = 16,6$$

- Определили максимальное допускаемое удельное давление P_{max} , при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей. В качестве P_{max} выбираем меньше из двух значений:

$$P_1 = 0,58 \sigma_{T1} \sqrt{1 - \frac{\sigma_{H,c}^2}{\sigma_{T1}^2}} = 15,66 \cdot 10^7 \quad P_2 = 0,58 \sigma_{T2} \sqrt{1 - \frac{\sigma_{H,c}^2}{\sigma_{T2}^2}} = 14,79 \cdot 10^7$$

где σ_{T1} - предел текучести материала вала

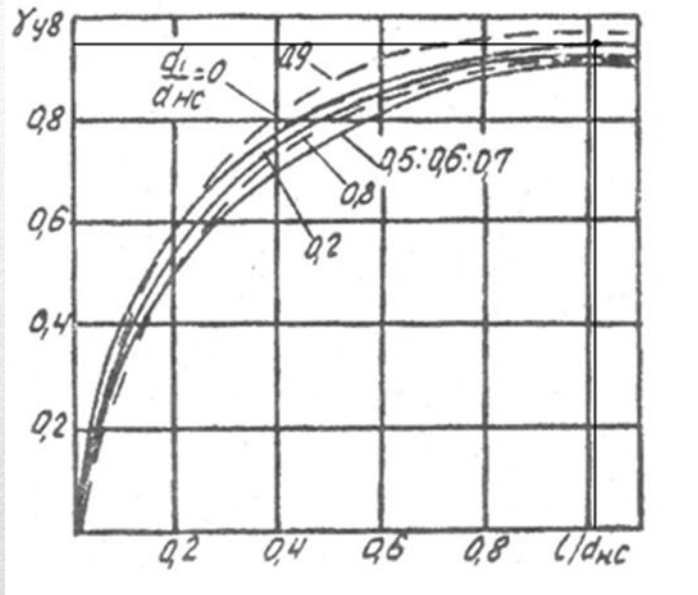
Т.к. $P_2 < P_1$, то принимаем $[P_{max}] = P_2 = 14,79 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$

- По значению P_{max} определили наибольший расчетный натяг, при котором отсутствует пластическая деформация, мкм

$$N'_{max} = P_{max} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 14,79 \cdot 10^7 \cdot 65 \cdot 10^{-3} \left(\frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{1,42}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 1019,03 \cdot 10^{-7} = 102 \text{ мкм}$$

- Также учитываются поправки при расчете максимального допустимого натяга:

$N_{\max} = N'_{\max} \gamma_{уд} \gamma_{ш}$, где $\gamma_{уд}$ - коэффициент, учитывающий увеличение давления у торцов втулки.

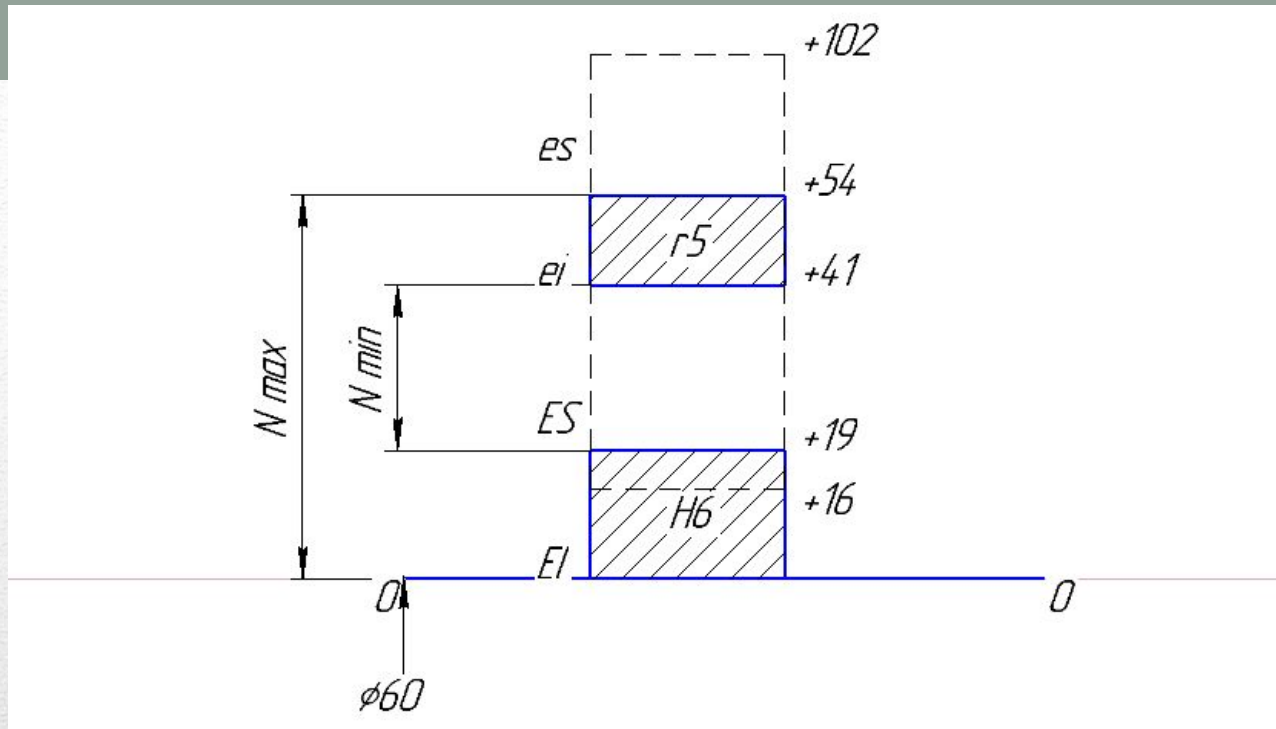


Отношение $\frac{d_1}{d_{нс}} = \frac{70}{65} = 1.07$, отсюда $\gamma_{уд\max} = 0,94$

$$N_{\max} = 102 \cdot 0,94 + 4,44 = 100 \text{ мкм}$$

По рассчитанным значениям предельно допустимых натягов $[N_{\min}]$, $[N_{\max}]$ выбираем стандартную посадку по ГОСТ 25347-82

$$60 \frac{6_0^{+19}}{5_{+41}^{+54}}$$



- Наименьший натяг (N_{min}) – разность между наименьшим предельным размером вала и наибольшим предельным размером отверстия до сборки в посадке с натягом:
 - $N_{min} = d_{min} - D_{max} = ei - ES = 41 - 19 = 22$ мкм
- Наибольший натяг (N_{max}) – разность между наибольшим предельным размером вала и наименьшим предельным размером отверстия до сборки в посадке с натягом или в переходной посадке:
 - $N_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EI = 102 - 0 = 102$ мкм

- Особенности применения некоторых рекомендуемых посадок с натягом
- Посадки H/p, P/h – легкопрессовые, имеют минимальный гарантированный натяг. Обладают высокой степенью центрирования. Применяются с дополнительным креплением.
- Посадки H/r, H/s, H/t, R/h, h/S, T/h – прессовые средние, имеют умеренный гарантированный натяг. Применяются как с дополнительным креплением, так и без него.
- Посадки H/u, H/x, H/z, U/h – прессовые тяжелые, имеют большой гарантированный натяг. Предназначены для соединений, на которые воздействуют большие, в том числе и динамические нагрузки
- В ходе курсовой работы выбрана посадка H/r, она применяется в посадке двухступенчатой втулки на вал якоря тягового электродвигателя.

- Преимущества посадки с натягом:
 - 1. Простота и технологичность, что обеспечивает низкую себестоимость и возможность применения в массовом производстве.
 - 2. Хорошее центрирование соединяемых деталей.
 - 3. Возможность передачи больших знакопеременных нагрузок.

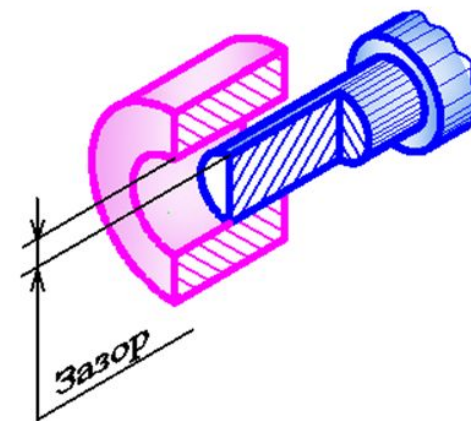
- Недостатки:
 - 1. Высокие сборочные напряжения.
 - 2. Сложность сборки и особенно разборки при больших натягах
 - 3. Возможность повреждения посадочных поверхностей при разборке
 - 4. Сложность контроля прочности соединения.

- Цель работы посадки с зазором: определение зазора и подбор посадки для подшипника скольжения, работающего в условиях жидкостного трения.

Исходные данные

D, мм	L, мм			ω , 1/с		R, Н
100	64	0,7	0,4	60	19	8000

Посадки с зазором предназначены для подвижных и неподвижных соединений деталей. В подвижных соединениях зазор служит для обеспечения свободы перемещения, размещения слоя смазки, компенсации температурных расширений, а также компенсации отклонений формы и расположения поверхностей, и погрешностей сборки и т. д.



ПОСАДКА С ЗАЗОРОМ

- Посадка с зазором - посадка, при которой размер отверстия больше размера вала.

- В расчете мы определили среднее удельное давление, Па

$$p_{\text{ср}} = \frac{F}{S_{\text{н.с}}} = \frac{8000}{0,064 \times 0,1} = 1,25 \times 10^6$$

- Определили толщину допускаемого масляного слоя, м

$$h_{\text{доп}} = k_{\text{жт}} (h_{\text{н.с}} + h_{\text{н.с}} + \Delta d) = 3 \times 0,7 \times 10^{-6} + 0,4 \times 10^{-6} + 3 \times 10^{-6} = 12,3 \times 10^{-6}$$

где: $k_{\text{жт}}$ – коэффициент запаса масляного слоя [$k \geq 2$]

Δd – добавка, учитывающая отклонения на разные режимы работы $\Delta d = 2 \dots 3$ мкм

Рассчитали значение безразмерного коэффициента A_z , зависящего от относительного эксцентриситета χ и отношения $l/d_{\text{н.с}}$:

$$A_z = \frac{2 \times h_{\text{доп}}}{d_{\text{н.с}} \times \frac{19 \times 10^{-3} \times 60}{1,25 \times 10^6}} = \frac{2 \times 12,3 \times 10^{-6}}{0,1 \times \frac{19 \times 10^{-3} \times 60}{1,25 \times 10^6}} = 0,259$$

Согласно таблице 1 определяем, что $A_z = 0,299$ при $\chi = 0,3$ и $l/d = 0,64$ после чего, определяем минимальный расчётный зазор по формуле, м

$$h_{\text{расч}} = 2,857 \times h_{\text{доп}} \times \frac{A_z}{A_z},$$

$$h_{\text{расч}} = 2,857 \times 12,3 \times 10^{-6} \times \frac{0,299}{0,259} = 40,42 \times 10^{-6}$$

Таблица 1 – зависимости безразмерного коэффициента A_h от относительного эксцентриситета χ и отношения $l/dn.c$.

	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,5	2,0
0,30	0,299	0,339	0,375	0,408	0,438	0,464	0,488	0,610	0,763
0,40	0,319	0,360	0,397	0,431	0,461	0,487	0,510	0,891	1,091
0,50	0,327	0,367	0,402	0,434	0,462	0,487	0,508	1,248	1,483
0,60	0,324	0,361	0,394	0,423	0,448	0,469	0,488	1,763	2,070
0,65	0,317	0,352	0,283	0,410	0,433	0,452	0,469	2,099	2,446
0,70	0,310	0,344	0,372	0,369	0,417	0,434	0,450	2,600	2,981
0,75	0,298	0,328	0,351	0,375	0,393	0,407	0,421	3,212	3,671
0,80	0,283	0,310	0,332	0,350	0,367	0,378	0,389	4,266	4,778
0,85	0,261	0,284	0,302	0,317	0,329	0,339	0,341	5,947	6,545
0,90	0,228	0,246	0,245	0,210	0,279	0,286	0,292	9,903	10,09
0,95	0,178	0,188	0,196	0,202	0,207	0,211	0,215	19,68	20,7
0,99	0,091	0,095	0,096	0,098	0,100	0,101	0,101	106,8	110,8

По найденному значению $A_h=0,259$ (таблица 1) находится максимальный относительный эксцентриситет $\chi_{\max}=0,85$ при котором $h = [h_{\min}]$, м

$$\chi_{\max} = \frac{2 \cdot A_h \cdot 10^{-6}}{1 - A_h}$$

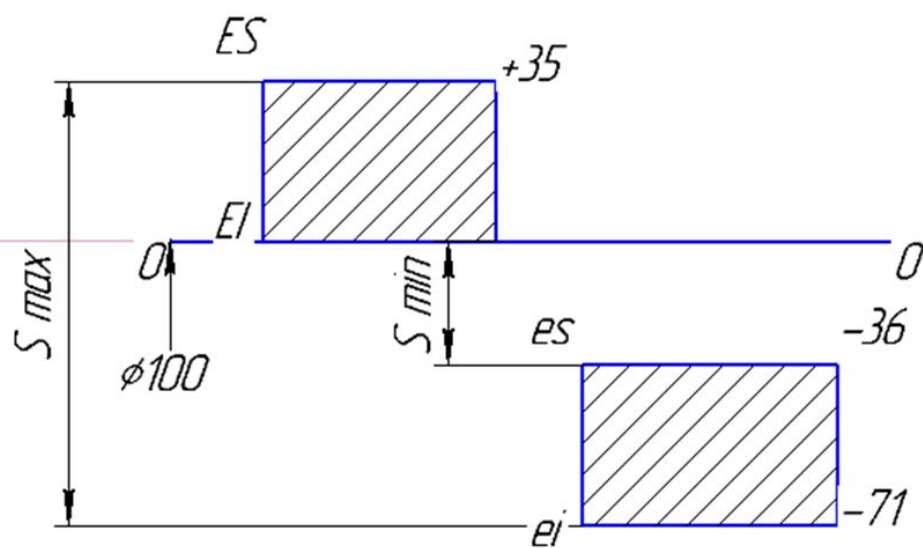
$$\chi_{\max} = \frac{2 \cdot 0,259 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,259} = 0,69 \cdot 10^{-6}$$

Определили максимальную толщину масляного слоя h , м

$$h = \frac{0,1}{2} \cdot \frac{19 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{1,25 \cdot 10^6} \cdot 0,299 = 14,2 \cdot 10^{-6}$$

$h \geq [h_{min}]$ предпочтительная толщина масляного слоя, приблизительно равно расчётной толщине

По СТ СЭВ 144 - 75 (Предельные зазоры в посадках при размерах от 1 до 500 мм) определили предпочтительную посадку, соответствующая условиям подбора



$$\varnothing 100 \begin{matrix} \frac{+35}{0} \\ \frac{0}{-36} \\ \frac{-71}{-71} \end{matrix}$$

- $S_{min} = D_{mix} - d_{max} = EI - es = 0 - (-36) = 36$
- $S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei = 35 - (-71) = 106$

Особенности применения некоторых рекомендуемых посадок с зазором

- Посадки H/h – “скользящие”. Они часто применяются для неподвижного соединения с дополнительным креплением, либо для центрирования неподвижно-соединённых деталей
- $H8/h8$; $H8/h9$; $H9/h8$ – предпочтительны при невысоких требованиях к соосности.
- Посадки H/g ; G/h – движение; установлены только при высоких точностях изготовления (валы - 4-6 квалитет, отверстия – 5-7 квалитет). Имеют минимальные гарантированные зазоры, обеспечивают плавность и точность перемещения.
- $H7/g6$; $G7/h6$ – предпочтительная посадка - Применяется для передвижных зубчатых колес посадки в коробке передач ($U > 0$).
- $H6/g6$; $G6/h5$ – особо точные - Применяются для плунжерных или золотниковых пар.
- Посадки H/f ; F/h – “ходовые” - Характеризуются умеренным гарантированным зазором, достаточным для обеспечения свободного вращения в подшипниках скольжения, небольших температурных деформация.
- $H7/f7$; $F8/h6$ – предпочтительные посадки.

Посадка **$H7/f7$** применяется в подшипниках скольжения при умеренных и постоянных скоростях и нагрузке.

- Заключение:
- В ходе курсовой работы были:
- Определены минимальный $[N_{\min}]$ и максимальный $[N_{\max}]$ допускаемый натяг
Рассчитали посадку с натягом и выбрали стандартную посадку по ГОСТ 25347-82

Определены минимальный $[S_{\min}]$ и максимальный $[S_{\max}]$ допускаемый зазор
Определили и подобрали посадку с зазором для подшипника скольжения

- Спасибо за внимание!
-