

Практическое занятие 2. Выбор и расчет посадок с зазором для гладких цилиндрических соединений

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

Задачи: для достижения цели студенты для конкретных условий работы подшипника скольжения подсчитывают оптимальное значение зазора и подбирают посадку с последующим обозначением на чертеже в соответствии с рекомендациями ГОСТ 25346–2013.

Теоретические сведения.

Посадки с зазором предназначены для образования подвижных и неподвижных соединений деталей. В подвижных соединениях зазор служит для обеспечения свободы перемещения, размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, а также компенсации отклонения формы и расположения поверхностей, погрешности сборки и др. Для наиболее ответственных соединений, которые должны работать в условиях жидкостного трения, зазоры определяются расчетным путем на основе гидродинамической теории трения. Для соединений, которые работают в условиях полужидкостного, полусухого или сухого трения посадки назначаются по аналогии с посадками хорошо работающих соединений.

В неподвижных соединениях посадки с зазором применяются для обеспечения беспрепятственной сборки деталей. Их относительная подвижность обеспечивается дополнительным креплением шпонками, винтами, болтами, штифтами и т.п. Выбор посадки для неподвижного соединения осуществляется таким образом, чтобы наименьший зазор позволял компенсировать отклонение формы и расположения сопрягаемых поверхностей, если они не ограничиваются интервалами допусков размеров этих поверхностей. Помимо этого, наименьший зазор должен включать, при необходимости, запас на регулирование взаимного расположения деталей в сборе, их центрирование и т.п., а также запас на свободное вхождение одной детали в другую. Наибольший зазор в посадках неподвижных соединений

определяется из допустимого эксцентриситета e или смещения осей сопрягаемых деталей, который может быть ограничен либо требованиями к точности механизма, либо для уменьшения динамических воздействий (ударов, вибраций и т.п.). При этом должно соблюдаться условие:

$$S_{\max} \leq 2e - 1,2 \cdot (Rz_D + Rz_d) \text{ или } S_{\max} \leq 2e - 5 \cdot (Ra_D + Ra_d),$$

где Rz_D, Ra_D, Rz_d, Ra_d - параметры шероховатости поверхности соответственно отверстия и вала.

На рисунке 2.1 представлена посадка с зазором для гладкого цилиндрического сопряжения. На схеме (рисунок 2.1, б) изображены две посадки с зазором, когда нижний предельный размер отверстия больше (сопряжение 1-2) или равен верхнему предельному размеру вала 2 (сопряжение 1-3). В сопряжении 1-2 обеспечивается гарантированный зазор, в сопряжении 1-3 может быть нулевой зазор.

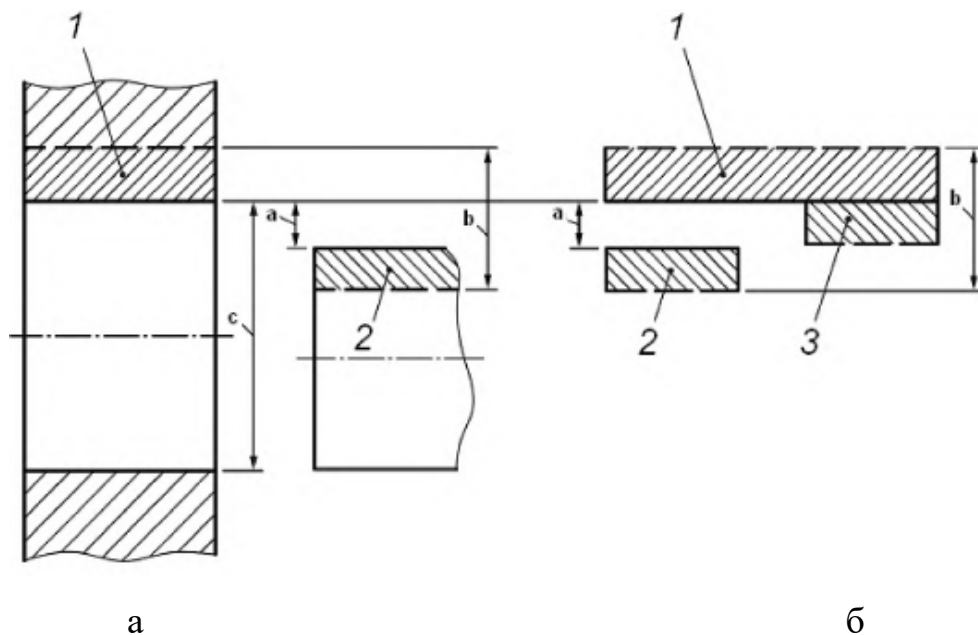


Рисунок 2.1 – Графическое представление посадки с зазором в системе отверстия: подробное (а) и схематическое (б); 1 – интервал допуска основного отверстия; 2 – интервал допуска вала с гарантированным зазором; 3 – интервал допуска вала с нулевым минимальным зазором; а – наименьший зазор; б – наибольший зазор; с – номинальный размер соединения

Посадки с зазором встречаются довольно часто, поэтому они предусмотрены в системе отверстия в 6...11 квалитетах, в системе валов 5...9 квалитетах.

Выбор посадок с зазором для подвижных соединений

Расчетный метод выбора посадок применяется для наиболее ответственных соединений, работающих в условиях жидкостного трения (например, подшипники

скольжения). В частности, используют гидродинамическую теорию трения, в основе которой лежит положение о неразрывности слоя смазки. При выборе посадки учитываются не только расчетные зазоры, но и шероховатость поверхности, при этом должны выполняться условия:

$$S_{\min} \geq S_{\min}^p,$$

$$S_{\max} \leq S_{\max}^p,$$

$$S_c = S^p,$$

где $S_{\min}, S_{\max}, S_c$ - минимальный, максимальный и средний стандартные зазоры;
 $S_{\min}^p, S_{\max}^p, S^p$ - минимальный, максимальный и средний расчетные зазоры.

После выбора посадки проверяется условие, неразрывности масляного слоя:

$$h_{\min} \geq R_{z1} + R_{z2},$$

где $h_{\min}$ - минимальная толщина масляного слоя; R_{z1}, R_{z2} - высотные параметры шероховатости вала и отверстия.

Рассмотрим упрощенную методику расчета и назначения посадки для подшипников скольжения с гидродинамическим режимом работы, когда рассчитывается минимальный и максимальный зазоры при установившемся тепловом режиме.

Подшипник скольжения (рисунок 2.2) – опора, в которой трение вала происходит при скольжении и которая определяет положение вала относительно другой части машины.

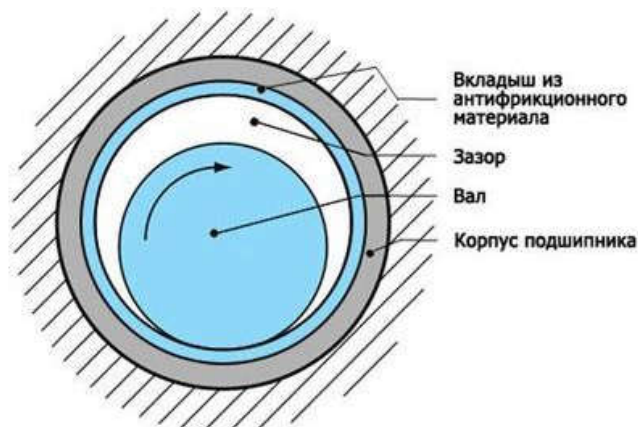


Рисунок 2.2 – Подшипник скольжения

Пара – шейка (цапфа) вала 3 и вкладыш 2 образует подшипник скольжения. Вала обычно изготавливаются из конструкционных или легированных сталей, а

вкладыши – из антифрикционных материалов, таких как бронза или латунь. Трущиеся поверхности в подшипнике скольжения разделяются масляной смазкой, в качестве которой могут использоваться различные масла (индустриальное, моторное, трансмиссионное и др.). По гидродинамической теории трения масло затягивается в зону контакта поверхностей, образуя масляный клин, позволяющий выдерживать большие нагрузки с сохранением жидкостного трения. Толщина слоя смазки должна быть достаточной, чтобы исключить соприкосновение трущихся поверхностей. Когда вал не вращается, поверхность цапфы соприкасается с вкладышем по нижней образующей (рисунок 2.3, а).

При вращении вал увлекает за собой масло, которое вдавливается под вал, и благодаря получающейся разности давлений в масляном слое, ось вала перемещается кверху и одновременно в сторону вращения (рисунок 2.3, б).

Движение центра вала продолжается до тех пор, пока равнодействующая сил давления и сил внутреннего трения не уравнивает внешнюю нагрузку. В месте наибольшего сближения вала и вкладыша образуется масляный слой толщиной h .

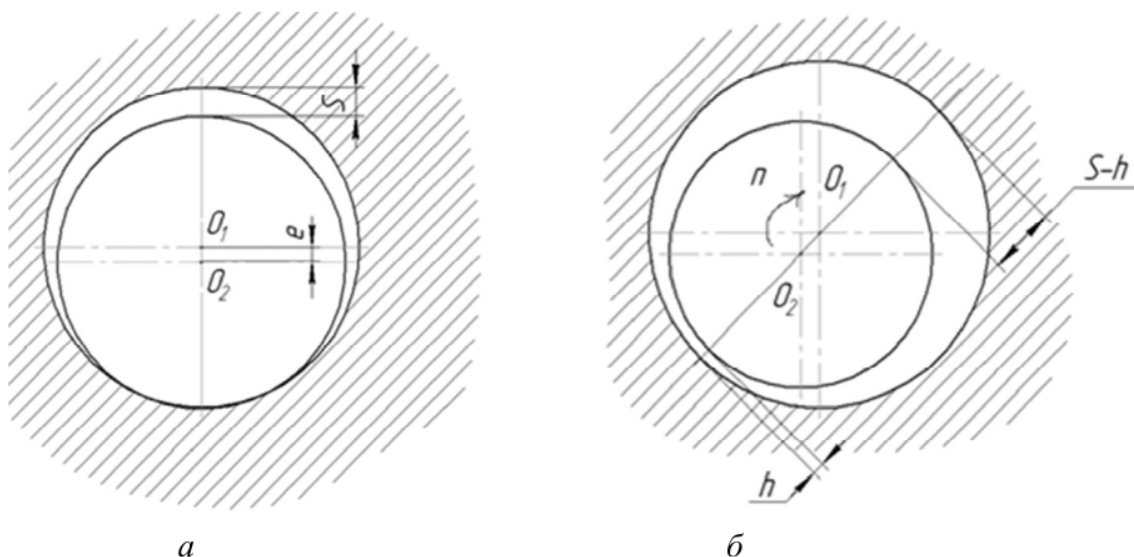


Рисунок 2.3 – К расчету посадок для подшипника скольжения:

а – исходное положение вала и отверстия; б – положение вала в отверстии при вращении; O_1 – ось отверстия; O_2 – ось вала; e – начальный эксцентриситет; S – начальный зазор; h – толщина масляного слоя

Качество, надежность и долговечность работы подшипника зависят от толщины масляного слоя, на которую при прочих равных условиях работы подшипника будет влиять зазор S (разность между диаметром вала и диаметром отвер-

ствия вкладыша). Если этот зазор S будет слишком мал, то в этом случае величина h будет также мала и по ряду причин работа подшипника в таких условиях будет неустойчивой. Если зазор S будет слишком велик, то и в этом случае значение h будет маленьким из-за малой подъемной силы гидродинамического клина. Отсюда следует вывод, что для нормального функционирования подшипника скольжения имеется некоторый интервал значений зазора S , внутри которого будет осуществляться надежное всплытие вала.

Сущность расчета посадки заключается в том, чтобы определить интервал значений зазоров $[S_{min}]...[S_{max}]$, при которых будет обеспечена минимально допустимая толщина масляного слоя $[h_{min}]$. По гидродинамической теории трения несущая способность подшипников при соблюдении условия неразрывности слоя смазки определяется величиной радиальной нагрузки

$$R = \frac{\eta \cdot \omega}{\psi^2} \cdot l \cdot d_{н.с.} \cdot C_R, \quad (2.1)$$

$$\eta = \nu \cdot \rho, \quad (2.2)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

$$\psi = \frac{S}{d_{н.с.}},$$

$$S = D - d,$$

где R – радиальная нагрузка на цапфу, Н; ℓ – длина подшипника, м; $d_{н.с.}$ – номинальный диаметр соединения, м; η – динамическая вязкость смазочного масла при рабочей температуре подшипника t , измеряется в Н·с/м², ν – кинематическая вязкость масла, мм²/с; ρ – плотность масла, кг/м³; ω – угловая скорость вала, рад/с; n – частота вращения вала, об/мин; ψ – относительный зазор, м; S – диаметральный расчетный зазор, мм; C_R – коэффициент нагруженности подшипника, безразмерная величина, зависящая от положения вала в подшипнике. В таблице 2.1 приведены значения C_R в зависимости от отношения $\ell/d_{н.с.}$ и величины относительного эксцентриситета X .

Для предварительных расчетов ψ принимается в интервале от 0,001 до 0,003. Величина относительного эксцентриситета определяется по формуле

$$X = 2e/S,$$

где e – абсолютный эксцентриситет в подшипнике при зазоре S .

Таблица 2.1 – Определение коэффициента нагруженности C_R подшипника в зависимости от отношения $\ell/d_{н.с.}$ и величины относительного эксцентриситета X [44]

Относительный эксцентриситет X	Коэффициент нагруженности C_R при $\ell/d_{н.с.}$											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,3	0,089	0,133	0,182	0,235	0,287	0,339	0,391	0,440	0,487	0,529	0,610	0,763
0,4	0,141	0,209	0,283	0,361	0,439	0,515	0,589	0,658	0,723	0,784	0,891	1,091
0,5	0,216	0,317	0,427	0,538	0,647	0,754	0,853	0,947	1,033	1,111	1,248	1,483
0,6	0,339	0,493	0,655	0,816	0,972	1,118	1,253	1,377	1,489	1,590	1,763	2,070
0,65	0,431	0,622	0,819	1,014	1,199	1,371	1,528	1,669	1,796	1,912	2,099	2,446
0,7	0,573	0,819	1,070	1,312	1,538	1,745	1,929	2,097	2,247	2,379	2,600	2,981
0,75	0,776	1,098	1,418	1,720	1,965	2,248	2,469	2,664	2,838	2,990	3,242	3,671
0,8	1,079	1,572	2,001	2,399	2,754	3,067	3,372	3,580	3,787	3,968	4,266	4,778
0,9	3,195	4,261	5,214	6,029	6,721	7,294	7,772	8,186	8,533	8,831	9,304	10,091
0,925	5,055	6,615	7,956	9,072	9,992	10,753	11,38	11,91	12,35	12,73	13,34	14,34
0,95	8,393	10,706	12,64	14,14	15,37	16,37	17,18	17,86	18,43	18,91	19,68	20,97
0,975	21,00	25,62	29,17	31,88	33,99	35,66	37,00	38,12	39,04	39,81	41,07	43,11
0,99	65,26	75,86	83,21	88,90	92,89	96,35	98,95	101,2	102,9	104,4	106,8	110,8

При установившемся режиме работы положение вала относительно центра отверстия вкладыша подшипника, характеризуемое абсолютным эксцентриситетом e и относительным эксцентриситетом X , определяется величиной среднего давления P (Па)

$$P = \frac{R}{l \cdot d_{н.с.}}. \quad (2.3)$$

Толщина масляного слоя h в месте наибольшего сближения поверхностей вала и вкладыша подшипника (мм)

$$h = \frac{S}{2} - e = \frac{S}{2}(1 - X).$$

Данное выражение является при прочих равных условиях функцией расчетного зазора S .

При зазоре, называемом оптимальным $S_{опт.}$, толщина масляного слоя достигает максимального значения h' .

$$S_{опт.} \approx d_{н.с.} \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p} \cdot m_2}, \quad h' = \frac{S_{опт.}}{4} \cdot \frac{m_1}{m_2}$$

где m_1 , m_2 - величины, постоянные для данного отношения $\ell/d_{н.с.}$.

В подшипнике с первоначальным (сборочным) зазором S_i толщина масляного слоя h , при эксплуатации, вследствие увеличения зазора S_i из-за износа (интенсивного в периоды пусков и остановок оборудования), будет в начале возрастать, а затем снижаться, вплоть до разрыва масляной пленки и прекращения режима жидкостного трения, что в дальнейшем повлечет за собой возникновение сухого трения. Сухое трение, в свою очередь, может привести к отказу оборудования.

Допускаемая минимальная толщина масляного слоя $[h_{min}]$, при которой еще обеспечивается жидкостное трение, рассчитывается с учетом шероховатостей вала и вкладыша, погрешности их изготовления и сборки, упругой деформации деталей, отклонений температуры, нагрузки. Перечисленные параметры, влияющие на величину минимальной толщины масляного слоя, выражаются с помощью неравенства

$$[h_{min}] \geq Rz_D + Rz_d + \gamma_\phi + \gamma_p + \gamma_u + \gamma_{др},$$

где Rz_D и Rz_d – параметры шероховатости; γ_ϕ , γ_p , γ_u , $\gamma_{др}$ – добавки, учитывающие влияние соответственно погрешностей формы γ_ϕ и расположения γ_p поверхностей вала и вкладыша, упругого изгиба вала, отклонения скорости, нагрузки, температуры от расчетных значений $\gamma_{др}$.

При практических расчетах вышеприведенное неравенство заменяют упрощенной формулой (мкм):

$$[h_{min}] = k(4Rz_D + 4Rz_d + \gamma_\delta) \approx k(4Ra_D + 4Ra_d + \gamma_\delta), \quad (2.4)$$

$k \geq 2$ – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя; γ_δ – добавка на неразрывность масляного слоя, учитывающая другие факторы, как, например, неравномерность скорости вращения, удары, вибрации, изменение вязкости масла от изменения температуры и т.д. Значение добавки на неразрывность масляного слоя принимается равным $\gamma_\delta = 2-3$ мкм; Ra_D и Ra_d – параметры шероховатости, рекомендуемые значения параметров шероховатости приведены в таблице 2.2. Использование параметра Ra или Rz зависит от конструкции, материала, условия работы подшипникового узла и других факторов.

Таблица 2.2 – Значение шероховатости подшипников скольжения

Характеристика поверхности		Значение параметра R_a , мкм, не более
Посадочные поверхности подшипников скольжения	Поверхность	
	Вал	0,4; 0,5; 0,63; 0,8
	Отверстие	0,8; 1,0; 1,25; 1,6

Примечание:
Для предварительных расчетов рекомендуется принять значение параметра R_a :
для вала $R_{ad} = 0,63$; для отверстия $R_{aD} = 1,25$.

Для обеспечения жидкостного трения необходимо соблюдение условия (мкм)

$$h \geq [h_{\min}].$$

Следовательно, условия подбора посадки, обеспечивающей надежную и долговечную работу подшипника скольжения, должны быть следующими.

1. Минимальный зазор в выбираемой посадке

$$S_{\min} \geq [S_{\min}], \quad (2.5)$$

где $[S_{\min}]$ – минимальный допускаемый зазор, при котором толщина масляного слоя равна допускаемой минимальной величине $[h_{\min}]$. При малых зазорах (если $X < 0,3$) могут возникнуть самовозбуждающиеся колебания вала в подшипнике. Относительный эксцентриситет $X_{\min}$ должен быть не меньше 0,3

$$X_{\min} \geq 0,3.$$

2. Максимальный зазор в выбираемой посадке с учетом износа и шероховатости поверхностей вала и вкладыша (мкм)

$$S_{\max} \leq [S_{\max}] - 2(Rz_D + Rz_d) \approx [S_{\max}] - 8(Ra_D + Ra_d) \quad (2.6)$$

где $[S_{\max}]$ – максимальный допускаемый зазор, при котором толщина масляного слоя равна допускаемой минимальной величине $[h_{\min}]$.

Для определения $[S_{\min}]$ и $[S_{\max}]$ используют формулу

$$h = \frac{d_{\text{н.с.}}}{2} \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}} \cdot A,$$

где $A = [(1 - X) \cdot \sqrt{C_R}]$ – величина, зависящая от относительного эксцентриситета X и отношения $\ell/d_{\text{н.с.}}$.

Значения A принимаются по графику рисунка 2.4. Пользуясь этим же графиком, можно определить $[S_{min}]$, $[S_{max}]$ и оптимальный зазор S_{opt} , при котором толщина масляного слоя достигает своего наибольшего значения h' .

Расчетный оптимальный зазор определяется по формуле

$$S_{opt} = d_{н.с.} \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}} \cdot \frac{A_{opt}}{1 - X_{opt}},$$

где A_{opt} – максимальное значение A при данном $\ell/d_{н.с.}$; X_{opt} – значение X , при котором $A = A_{opt}$. Если известно значение A при данной толщине масляного слоя h_{min}

$$A_h = \frac{2[h_{min}]}{d_{н.с.} \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}}, \quad (2.7)$$

$$\text{то } S_{onm} = \frac{2[h_{min}]}{1 - X_{opt}} \cdot \frac{A_{opt}}{A_h} \text{ и } h' = d_{н.с.} \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}} \cdot \frac{A_{onm}}{2} = [h_{min}] \cdot \frac{A_{onm}}{A_h}.$$

Порядок расчета зазоров и выбора посадки

При известных значениях $d_{н.с.}$, ℓ , ψ , n , марке масла расчеты зазоров и выбор посадки следует вести в следующем порядке.

1) Определяют радиальную нагрузку на цапфу R по формуле (2.1). Значение кинематической вязкости масла ν подбирается в соответствии с таблицей 2.3. Затем рассчитывается значение динамической вязкости η по формуле (2.2), принимая кинематическую вязкость равной среднему арифметическому предельных значений, приведённых в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Кинематическая вязкость и плотность масел

Наименование показателя	Кинематическая вязкость и плотность индустриальных масел по ГОСТ 20799-88						
	И-50А	И-8А	И-12А	И-20А	И-30А	И-40А	И-50А
Кинематическая вязкость при 40 °С, мм ² /с	6–8	9–11	13–17	29–35	41–51	61–75	90–110
Плотность, кг/м ³	870	880	880	880	890	900	910
Наименование показателя	Кинематическая вязкость и плотность моторных масел по ГОСТ 8581-78						
	М-8В ₂	М-10В ₂	М-10В ₂ С	М-14В ₂	М-16В ₂	М-14В ₂ 3	М-20В ₂
Кинематическая вязкость при 40°С, мм ² /с	8–9	11–12	11–12	13,5–14,5	15–16	13–15	18–22
Плотность, кг/м ³	905	905	900	910	905	905	910

Наименование показателя	Кинематическая вязкость и плотность трансмиссионных масел по ГОСТ 23652-79				
	ТЭП-15	ТЭП-15К	ТЭП-15В	ТЭП-14ГИП	ТАД-17и
Кинематическая вязкость при 40°C, мм ² /с	14–16	14–16	14–16	14	18,5
Плотность, кг/м ³	950	910	930	910	907

C_R – коэффициент нагруженности подшипника принимают по таблице 2.1 для относительного эксцентриситета $X = 0,3$.

2) Определяют величину среднего давления p по формуле (2.3).

3) Рассчитывают допускаемую минимальную толщину масляного слоя $[h_{min}]$ по формуле (2.4). Значения Ra_D и Ra_d подбираются в соответствии с таблицей 2.2. Значение k для предварительных расчетов принимают равным 2.

4) Рассчитывают значение A_h по формуле (2.7).

5) По найденному значению A_h по графику на рисунке 2.4 определяют (при данном $\ell/d_{н.с.}$) минимальный относительный эксцентриситет X_{min} , при котором толщина масляного слоя равна $[h_{min}]$.

6) По найденному значению X_{min} рассчитывается минимальный допускаемый зазор $[S_{min}]$ по формуле

$$[S_{min}] = \frac{2 \cdot [h_{min}]}{1 - X_{min}}.$$

Если величина X_{min} оказывается меньше 0,3, то для определения $[S_{min}]$ поступают следующим образом:

а) определяют значение A_X при данном $\ell/d_{н.с.}$ и $X = 0,3$ по графику, представленному на рисунке 2.4;

б) рассчитывают минимальный допустимый зазор по формуле:

$$[S_{min}] = 2,857 \cdot [h_{min}] \cdot \frac{A_X}{A_h}. \quad (2.10)$$

7) По найденному в п. 5 значению A_h определяют по графику на рисунке 2.4 максимальный относительный эксцентриситет X_{max} , при котором толщина масляного слоя равна $[h_{min}]$.

8) По найденному значению X_{max} рассчитывают максимальный допустимый зазор $[S_{max}]$ по формуле

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - X_{\max}}. \quad (2.11)$$

9) По формулам (2.5) и (2.6) принимают значения $S_{\min}$ и $S_{\max}$ для подбора посадки.

10) По таблицам системы допусков и посадок (приложения 2 и 3) подбирают посадку так, чтобы выполнялись неравенства (2.5) и (2.6):

а) подбирают (по приложениям 2, 3) числовые значения основных отклонений отверстия и вала (нижнее отклонение отверстия EI и верхнее отклонение вала es) таким образом, чтобы $EI - es \geq S_{\min}$;

б) рассчитывают допуск посадки $ITS = S_{\max} - S_{\min}$;

с) подбирают (по приложению 1) числовые значения допусков отверстия и вала таким образом, чтобы сумма этих допусков не превышала допуска посадки $TD + Td \leq ITS$;

д) рассчитывают вторые отклонения отверстия и вала (верхнее отклонение отверстия ES и нижнее отклонение вала ei)

$$ES = EI + TD \text{ и } ei = es - Td;$$

е) проверяют правильность расчета отклонений – $ES - ei \leq S_{\max}$.

Посадку желательно выбирать в системе «отверстия», но в случае необходимости (невозможности подбора или получения посадок слишком большой точности изготовления – точнее 5-го квалитета) следует применять систему «вала» или использовать «внесистемную» посадку.

11) При выборе посадки наряду с условиями (2.5) и (2.6) используем дополнительное условие, что средний зазор S_c в посадке должен быть примерно равен оптимальному $S_{\text{опт}}$.

Оптимальный зазор рассчитывается по формуле

$$S_{\text{опт}} = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - X_{\text{опт}}} \cdot \frac{A_{\text{опт}}}{A_h}, \quad (2.12)$$

где $X_{\text{опт}}$ и $A_{\text{опт}}$ определяют по графику на рисунке 2.4 для соответствующего соотношения $\ell/d_{н.с.}$.

12) Максимальная толщина масляного слоя h' при оптимальном зазоре определяется по формуле

$$h' = \frac{S_{\text{онм}}}{2} (1 - X_{\text{онм}}). \quad (2.13)$$

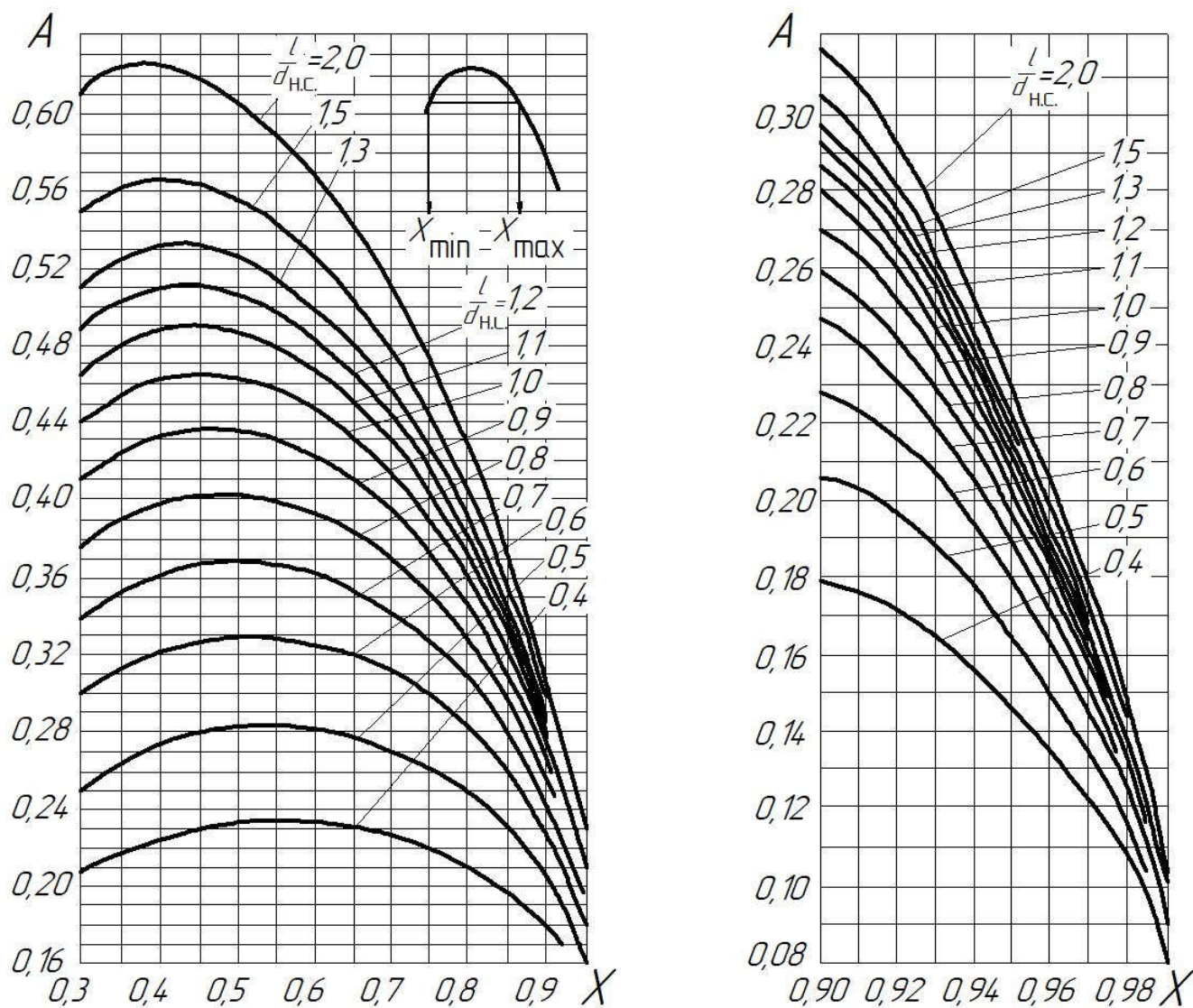


Рисунок 2.4 – График зависимости относительного эксцентриситета X от отношения $l/d_{\text{н.с.}}$ и величины A

Задания для самостоятельного выполнения

Подобрать посадку для подшипника скольжения, работающего в условиях жидкостного трения при данных, приведенных в таблице 2.4. Принять относительный зазор $\psi = 0,001$, $X = 0,3$ для всех вариантов.

Для выбранной посадки построить схему расположения интервалов допусков с указанием предельных зазоров.

Вычертить эскиз подшипника скольжения с обозначением посадки.

Таблица 2.4 – Исходные данные к задаче

Предпоследняя цифра номера варианта	$d_{н.с.}$, мм	l , мм	n , об/мин	Последняя цифра номера варианта	k	γ_d , мкм	Масло
1	25	38	2000	1	2	2	ТАД-17И
2	30	40	12000	2	2	2	И-8А
3	40	20	1700	3	3	2	И-12А
4	40	40	2500	4	2	3	ТЭП-15В
5	50	75	1000	5	3	2	И-30А
6	40	24	1500	6	2	2	И-40А
7	20	14	10000	7	4	2	М-8В ₂
8	35	46	1100	8	2	3	М-10В ₂
9	30	18	3650	9	2	3	М-10В ₂ С
0	40	60	2820	0	3	2	М-14В ₂

Пример расчета подшипника скольжения

Подобрать посадку для подшипника скольжения, работающего в условиях жидкостного трения при следующих данных: $d_{н.с.} = 75$ мм, $\ell = 75$ мм, $\psi = 0,001$, $n = 1500$ об/мин, $X = 0,3$, $k = 2$, $\gamma_d = 2$ мкм, используется промышленное масло И-20А.

1. Определяем радиальную нагрузку на цапфу (Н) по формуле (2.1),

$$R = \frac{\eta \cdot \omega}{\psi^2} \cdot l \cdot d_{н.с.} \cdot C_R.$$

По таблице 2.3 кинематическая вязкость промышленного масла И-20А при рабочей температуре подшипника $t = 40$ °С равна $\nu = 29 - 35$ мм²/с. Для дальнейших расчетов принимаем $\nu = 32$ мм²/с (среднее арифметическое предельных значений). Плотность масла $\rho = 890$ кг/м³.

Динамическая вязкость (2.2), Н·с/м²,

$$\eta = \nu \cdot \rho,$$

$$\eta = 32 \cdot 10^{-6} \cdot 890 = 0,028.$$

Угловая скорость вала (рад/с)

$$\omega = \frac{2\pi n}{60},$$

$$\omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500}{60} = 157.$$

Исходя из условия, что $\ell/d_{н.с.} = 75/75 = 1$ при $X = 0,3$ из таблицы 2.1 $C_R = 0,391$.

$$R = \frac{0,028 \cdot 157}{0,001^2} \cdot 0,075 \cdot 0,075 \cdot 0,391 = 9668.$$

2. Величина среднего давления (Па) по формуле (2.3),

$$P = \frac{9668}{0,075 \cdot 0,075} = 1718756.$$

3. Допускаемая минимальная толщина масляного слоя $[h_{min}]$ в микрометрах, определяем по формуле (2.4),

$$[h_{min}] = 2 \cdot (4 \cdot 1,6 + 4 \cdot 0,8 + 2) = 23,2,$$

где $Ra_D = 1,6$ мкм, $Ra_d = 0,8$ мкм – среднее арифметическое отклонение профиля трущихся поверхностей, выбираются в соответствии с таблицей 2.2.

4. Для данной толщины масляного слоя h_{min} рассчитываем значение A_h по формуле (2.7),

$$A_h = \frac{2 \cdot 23,2 \cdot 10^{-6}}{0,075 \cdot \sqrt{\frac{0,028 \cdot 157}{1718756}}} = 0,387.$$

5. По графику на рисунке 2.4, используя найденное значение $A_h = 0,387$ и пользуясь кривой для отношения $\ell/d_{н.с} = 1$, находим, что значения минимального относительного эксцентриситета X_{min} в области графика не существует. Поэтому находим значение A_X для $X = 0,3$. По графику на рисунке 2.4 (для отношения $\ell/d_{н.с} = 1$) по оси ординат $A_X = 0,44$.

6. По найденному значению X_{min} рассчитываем минимальный допускаемый зазор $[S_{min}]$ в микрометрах по формуле (2.10)

$$[S_{min}] = 2,857 \cdot 23,2 \cdot \frac{0,44}{0,387} = 75,36.$$

7. По найденному значению $A_h = 0,387$, проведя линию, параллельную оси абсцисс, получим, что $X_{max} = 0,77$.

8. По найденному значению X_{max} рассчитываем максимальный допустимый зазор $[S_{max}]$ в микрометрах по формуле (2.11),

$$[S_{max}] = \frac{2 \cdot 23,2}{1 - 0,77} = 201,7.$$

9. Принимаем для дальнейших расчетов по формуле (2.5) и формуле (2.6)

минимальный S_{min} и максимальный зазоры S_{max}

$$\begin{aligned} S_{min} &\geq [S_{min}] = 75,36 \text{ мкм}, \\ S_{max} &\leq [S_{max}] - 2(Rz_D + Rz_d) \approx [S_{max}] - 8(Ra_D + Ra_d), \\ S_{max} &= 201,7 - 8 \cdot (1,6 + 0,8) = 182,5. \end{aligned}$$

Таким образом, выбираемая посадка должна удовлетворять условиям

$$\begin{cases} S_{min} \geq 75,36 \text{ мкм}, \\ S_{max} \leq 182,5 \text{ мкм}. \end{cases} \quad (2.12)$$

Выбор посадки.

При выборе посадки выбираем систему «отверстия», т.е. основным отклонением отверстия является «H» с нижним отклонением $EI = 0$. В этом случае минимальный зазор обеспечиваем подбором основного (верхнего) отклонения вала (es). Исходя из условия (2.12) оно должно быть таким, чтобы $EI - es \geq S_{min}$. По таблицам приложения 3 таким отклонением для интервала размеров 65...80 мм является основное отклонение «d», у которого $es = -100$ мкм.

Расчетный допуск посадки

$$\begin{aligned} TS &= S_{max} - S_{min}, \\ TS &= 182,5 - 75,36 = 107,14. \end{aligned}$$

Сумма допусков отверстия и вала, образующих посадку, не должна превышать расчетный допуск посадки. Этому условию по приложению 1 в интервале размеров 50...80 мм удовлетворяют допуски по 7-ому качеству для вала и 8-му качеству для отверстия $IT7 + IT8 = 30 + 46 = 76$ мкм.

Вторые отклонения вала и отверстия определяем по формулам:

верхнее отклонение отверстия $ES = EI + IT8 = 0 + 46 = +46$ мкм;

нижнее отклонение вала $ei = es - IT7 = -100 - 30 = -130$ мкм.

Проверяем правильность принятия стандартных значений отклонений по неравенствам (2.11)

$$\begin{cases} S_{min} = EI - es = 0 - (-100) = 100 \geq 75,36 \text{ мкм}, \\ S_{max} = ES - ei = 46 - (-130) = 176 \leq 182,5 \text{ мкм}. \end{cases}$$

Таким образом, требуемые неравенства выполняются.

Выбранная посадка $\varnothing 75 \frac{H8}{d7} \left(\begin{smallmatrix} +0,046 \\ -0,100 \\ -0,130 \end{smallmatrix} \right)$ обеспечивает интервал значений зазоров

от $[S_{min}]$ до $[S_{max}]$, при которых обеспечивается минимальная допустимая толщина масляного слоя $[h_{min}]$.

При выборе посадки наряду с условиями (2.5) и (2.6) используем дополнительное условие, что средний зазор S_c в посадке должен быть примерно равен оптимальному $S_{опт}$.

Рассчитаем оптимальный зазор по формуле

$$S_{опт} = \frac{2 \cdot [h_{min}]}{1 - X_{опт}} \cdot \frac{A_{опт}}{A_h},$$

$$S_{опт} = \frac{2 \cdot 23,2}{1 - 0,475} \cdot \frac{0,465}{0,387} = 106$$

где $X_{опт} = 0,475$ и $A_{опт} = 0,46$ определенные по графику рис. 2.4 для соотношения $l/d_{н.с.} = 1$.

Максимальная толщина масляного слоя h' при оптимальном зазоре

$$h' = \frac{S_{онм}}{2} (1 - X_{онм}),$$

$$h' = \frac{106}{2} (1 - 0,475) = 27,8.$$

Эскиз деталей и соединения приведен на рисунке 2.5.

Схема расположения интервалов допусков приведена на рисунке 2.6.

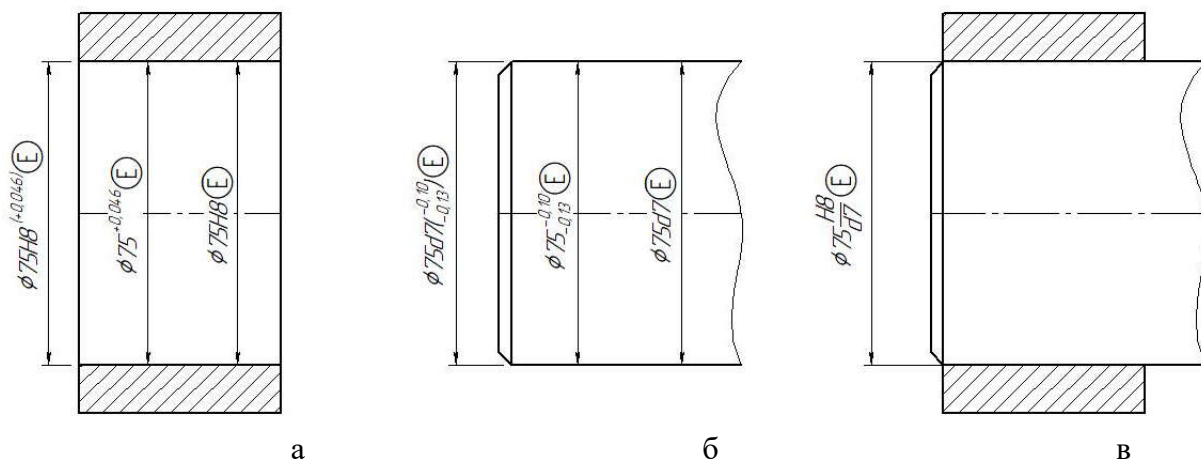


Рисунок 2.5 – Варианты обозначений посадки и требований к точности размеров:

а - отверстия, б - вала, в - посадки

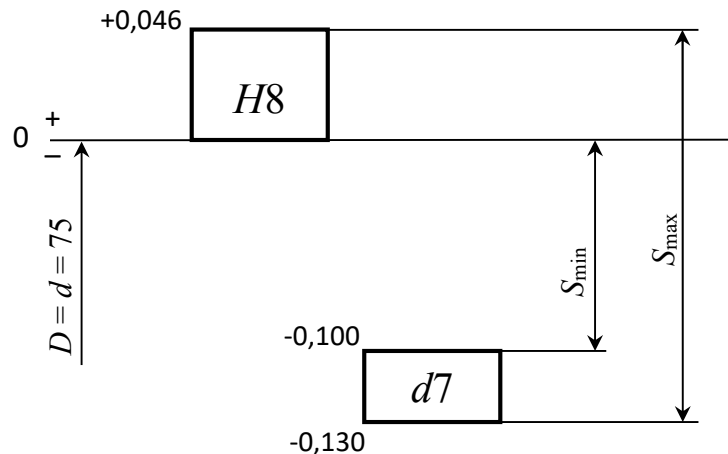


Рисунок 2.6 – Схема расположения интервалов допусков

Контрольные вопросы для самоподготовки и защиты практической работы.

1. Что понимается под размерной точностью?
2. Что такое местный размер?
3. Как интерпретируются предельные размеры по ГОСТ 25346–2013?
4. Что означает допуск размера, пределы допуска, интервал допуска, квалитет?
5. Что характеризует посадка в соединении?
6. Какие виды посадок предусмотрены в ГОСТ 25346–2013?
7. Назовите основные элементы посадок: зазор, натяг, диапазон посадки.

Приведите формулы для определения этих элементов.

8. В каких системах предусмотрены посадки?
9. Почему посадка из системы отверстия предпочтительнее для применения, чем посадка из системы вала, при выполнении ими одинаковых функциональных требований?
10. Какие методы выбора посадок вы знаете?
11. Когда следует использовать расчетный метод выбора посадки?
12. Что такое подшипники скольжения и в чем их отличие от подшипников качения?
13. Что означает гидродинамическая теория трения?
14. Какие смазочные материалы используются в подшипниках скольжения?
15. Как определяется динамическая вязкость масла?

16. Какие особенности при обозначении посадки по ГОСТ 25346–2013?

17. Варианты указания требований к точности размерного элемента в соответствии с ГОСТ 25346–2013.

18. Чем характеризуются посадки с зазором? В каких случаях применяют?