

Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический
университет

РАСЧЕТ ПОСАДОК ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

Методические указания

к выполнению расчетно-графических заданий по
дисциплине "Взаимозаменяемость, стандартизация и
технические измерения"
для студентов машиностроительных специальностей
дневной и заочной форм обучения

Севастополь
2006

УДК 531.74

Расчет посадок гладких цилиндрических соединений: Метод. указания к выполнению расчетно-графических заданий по дисциплине "Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения" /Разраб. Н.А. Волошина, О.В. Филипович. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2006. – 16 с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам при выборе посадок гладких цилиндрических соединений. В методических указаниях изложена методика расчета посадок подвижных и неподвижных сопряжений деталей.

Методические указания предназначены для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры "Автоматизированные приборные системы" 28 марта 2006 г., протокол № 8.

Допущено учебно-методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний.

Рецензент: С.П. Волков, канд. техн. наук, доц. кафедры "Автоматизация технологических процессов и производств".

СОДЕРЖАНИЕ

1. Цель работы	4
2. Общие сведения о гладких цилиндрических соединениях	4
3. Расчет посадок с зазором	5
4. Расчет переходных посадок	9
5. Расчет посадок с натягом	11
6. Исходные данные для расчета посадок	13
Библиографический список	14
Приложение А. Справочные данные для расчета посадок	15

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Овладение навыками расчета и выбора посадок гладких цилиндрических соединений для случаев подвижного и неподвижного сопряжения деталей.

2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЯХ

Соединение деталей, имеющих сопрягаемые цилиндрические поверхности с круглым поперечным сечением, называется гладким цилиндрическим [1].

Гладкие цилиндрические соединения (ГЦС) разделяют на подвижные и неподвижные.

Основное требование, предъявляемое к ответственным подвижным соединениям – создание между валом и отверстием наименьшего зазора, обеспечивающего жидкостное трение, заданную несущую способность подшипника и сохранение жидкостного трения при увеличении зазора в процессе длительной эксплуатации машины, а для прецизионных соединений также точное центрирование и равномерное вращение вала.

Основное требование, предъявляемое к неподвижным соединениям (разъемным и неразъемным) – обеспечение точного центрирования деталей и передача в процессе длительной эксплуатации заданного крутящего момента или осевой силы, благодаря гарантированному натягу или дополнительному креплению деталей шпонками, стопорными винтами и т.п.

Общее требование по всем соединениям деталей машин – обеспечение наибольшей долговечности.

Выбор посадок ГЦС производится одним из трех методов [2].

1. Метод прецедентов, или аналогов. Посадка выбирается по аналогии с посадкой в надежно работающем узле. Сложность метода заключается в оценке и сопоставлении условий работы посадки в проектируемом узле и аналоге.

2. Метод подобия - развитие метода прецедентов. Посадки выбираются на основании рекомендаций отраслевых технических документов и литературных источников. Недостатком метода является, как правило, отсутствие точных количественных оценок условий работы сопряжений.

3. Расчетный метод - является наиболее обоснованным методом выбора посадок. Посадки рассчитываются на основании полуэмпирических зависимостей. Однако формулы не всегда учитывают сложный характер физических явлений, происходящих в сопряжении.

3. РАСЧЕТ ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ

В подвижных соединениях зазор служит для обеспечения свободы перемещения, размещения слоя смазки, компенсаций температурных деформаций, а также компенсаций погрешности изготовления и сборки, упругой деформации деталей, их шероховатости и т.д. Для ответственных соединений, которые должны работать в условиях жидкостного трения, зазоры подсчитываются на основе гидродинамической теории трения. Решим задачу приближенно, с введением ряда допущений.

Жидкостное трение создается в определенном диапазоне зазоров, ограниченном наименьшим $S_{\min}$ и наибольшим $S_{\max}$ функциональными зазорами, которым соответствует величина масляного слоя $h_{\min}$ (рисунок 1).

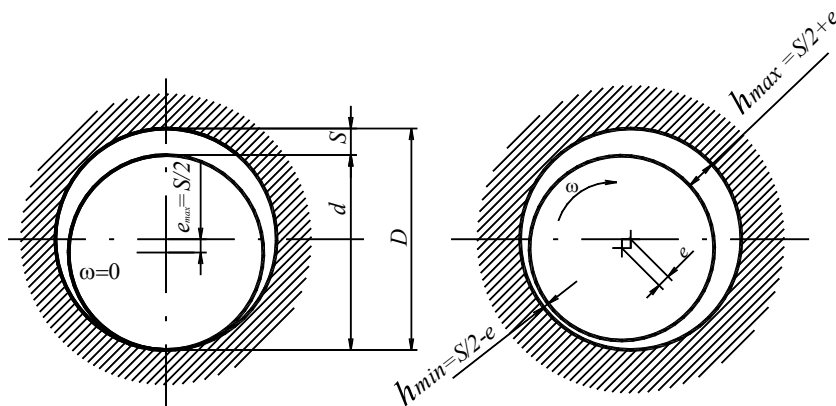


Рисунок 1 – Распределение зазоров в подшипнике жидкостного трения

При эксплуатации подшипника с первоначальным зазором $S_{\min}$, вследствие увеличения зазора из-за износа сопрягаемых деталей, толщина масляного слоя будет в начале возрастать, а затем снижаться, вплоть до его разрыва при $S_{\max}$ и прекращения режима жидкостного трения (отказ машины). Чтобы масляный слой не имел разрывов, вызванных погрешностью геометрических параметров, его минимальная величина (рисунок 2) принимается:

$$[h_{\min}] \geq Rz_D + Rz_d + k_1 + k_2 + k_3 + k_{др}, \quad (1)$$

где Rz_D и Rz_d - высота неровностей втулки и вала (мкм); $k_1, k_2, k_3, k_{др}$ - добавки, учитывающие влияние соответственно погрешностей формы k_1 и

расположения k_2 поверхностей отверстия и вала, упругого изгиба вала k_3 , отклонения скорости, нагрузки, температуры от расчетных значений и т.д. ($k_{др}$).

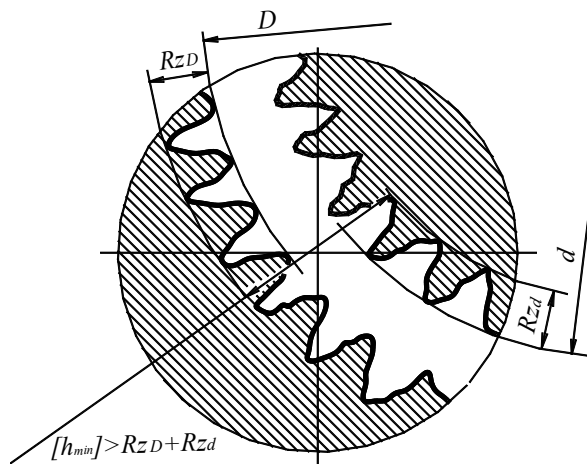


Рисунок 2 – Минимальная величина масляного слоя в подшипниках жидкостного трения

При практических расчетах зависимость (1) заменяют упрощенной формулой:

$$h_{min} = k \cdot [Rz_D + Rz_d + k_{др}] \approx k \cdot [4 \cdot (Ra_D + Ra_d) + k_d],$$

где $k \geq 2$ - коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя; k_d - добавка на неразрывность масляного слоя ($k_d = 2...3$ мкм).

Рекомендуемые значения параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей подшипников жидкостного трения приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Рекомендуемые значения параметров Rz и Ra

Характер поверхности	Поверхность	Значение параметра Rz , мкм, не более		Значение параметра Ra , мкм, не более	
		Квалитеты		Квалитеты	
		6-9	10-12	6-9	10-12
Посадочные поверхности подшипников скольжения	Вал	0,4-0,8	0,8-3,2	0,1-0,2	0,2-0,8
	Отверстие	0,8-1,6	1,6-3,2	0,2-0,4	0,4-0,8

Толщина масляного слоя $h_{\min}$ связана с безразмерной величиной A_h , зависящей от относительного эксцентриситета χ и отношения l/d .

$$A_h = \frac{2[h_{\min}]}{d} \sqrt{\frac{\mu \pi n}{30p}},$$

где μ - динамическая вязкость масла, Па·с, n - число оборотов вала, об/мин,

p - среднее удельное давление, Па, $p = \frac{R}{ld}$, R - радиальная нагрузка, Н, l и d - длина подшипника и его номинальный диаметр, м.

По найденному значению A_h определяют из таблицы 2 или по рисунку 3 (при заданном отношении l/d) значение максимального относительного эксцентриситета $\chi_{\max}$, при котором толщина максимального слоя равна $[h_{\min}]$.

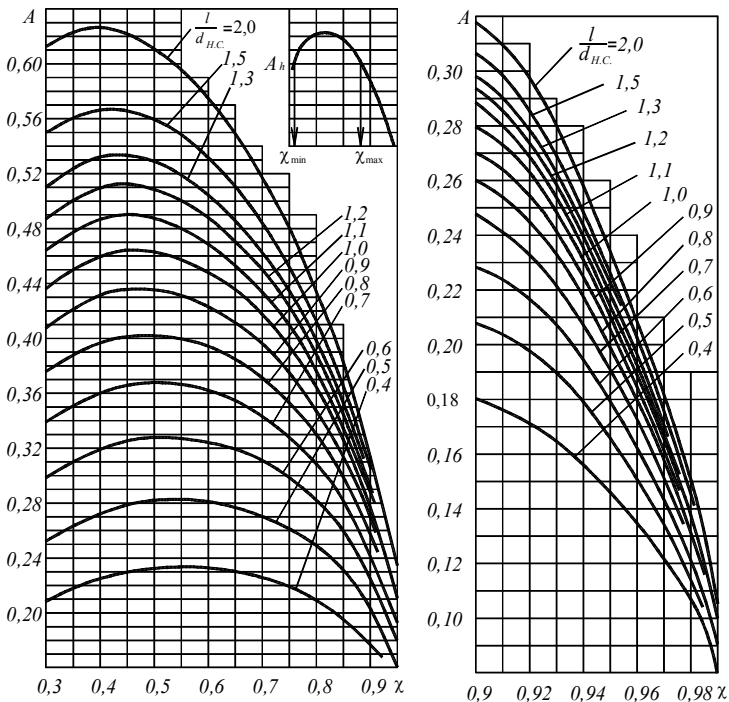


Рисунок 3 – Номограммы для определения значений максимального ($\chi_{\max}$) и минимального ($\chi_{\min}$) относительного эксцентриситетов

Таблица 2 – Значения A_h

χ	Значение A_h при l/d											
	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	0,209	0,255	0,299	0,399	0,375	0,408	0,438	0,464	0,488	0,509	0,547	0,611
0,4	0,225	0,274	0,319	0,360	0,395	0,431	0,461	0,487	0,510	0,531	0,566	0,626
0,5	0,02	0,282	0,327	0,367	0,402	0,434	0,462	0,487	0,508	0,527	0,558	0,609
0,6	0,233	0,281	0,324	0,361	0,394	0,423	0,444	0,469	0,488	0,504	0,531	0,576
0,66	0,230	0,276	0,317	0,352	0,383	0,410	0,433	0,462	0,469	0,484	0,507	0,547
0,7	0,227	0,271	0,310	0,344	0,372	0,396	0,417	0,434	0,460	0,463	0,484	0,518
0,75	0,220	0,261	0,298	0,328	0,351	0,375	0,393	0,408	0,421	0,432	0,450	0,479
0,8	0,208	0,251	0,283	0,310	0,339	0,350	0,367	0,378	0,389	0,398	0,413	0,437
0,85	0,200	0,234	0,261	0,284	0,302	0,317	0,329	0,339	0,347	0,354	0,366	0,384
0,9	0,179	0,206	0,228	0,246	0,259	0,270	0,279	0,286	0,292	0,287	0,305	0,318
0,925	0,169	0,193	0,212	0,226	0,237	0,246	0,253	0,259	0,264	0,268	0,274	0,284
0,96	0,146	0,164	0,178	0,188	0,196	0,202	0,207	0,211	0,215	0,217	0,222	0,229
0,975	0,115	0,127	0,135	0,141	0,146	0,149	0,159	0,154	0,156	0,158	0,160	0,164
0,99	0,081	0,087	0,091	0,095	0,096	0,098	0,100	0,101	0,101	0,102	0,103	0,105

Значение $\chi_{\min}$ определяют из графика (рисунок 3) по найденному значению A_h и заданному отношению l/d . Решение действительно для случая, когда относительный эксцентриситет $\chi_{\min}$ не менее 0,3. Если величина $\chi_{\min}$ получается меньше 0,3, то по таблице 2 или рисунку 3 определяют значение A_χ при заданном отношении l/d и $\chi = 0,3$, а величина $[S_{\min}]$ рассчитывается по формуле

$$[S_{\min}] = 2,857[h_{\min}] \frac{A_\chi}{A_h}.$$

По найденным значениям $\chi_{\min}$ и $\chi_{\max}$ рассчитывают минимальный и максимальный допустимые зазоры

$$[S_{\min}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\min}}, \quad [S_{\max}] = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{\max}}.$$

Для обеспечения жидкостного трения необходимо соблюдение условия подбора посадки с учётом износа и шероховатости поверхности деталей:

$$S_{\min} \geq [S_{\min}], \text{ мкм} \quad (2)$$

$$S_{\max} < [S_{\max}] - 2 \cdot (Rz_D + Rz_d), \text{ мкм} \quad (3)$$

Для подобранной посадки необходимо рассчитать коэффициент запаса точности K_T и общий запас зазора S_3 :

$$K_T = \frac{[S_{\max}] - [S_{\min}]}{T_D + T_d},$$

$$S_3 = ([S_{\max}] - [S_{\min}]) - T_D - T_d.$$

Если при подборе стандартной посадки окажется несколько посадок, удовлетворяющих условиям (2) и (3), то с точки зрения точностных характеристик оптимальной будет та, которая обеспечивает наибольший коэффициент запаса точности и наибольший запас зазора.

Если из соответствующих таблиц не удастся подобрать стандартную посадку, то целесообразно произвести расчёт зазоров, изменив исходные данные. (Например, применить другой сорт смазки, изменить шероховатость поверхности, размеры l и d в конструкции узла и т.д.) Можно прибегнуть к созданию специальных (комбинированных) посадок, однако применение их крайне нежелательно и требует тщательного технико-экономического обоснования. Для весьма ответственных соединений должен быть использован более полный расчёт посадок с зазором.

4. РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

Переходные посадки предназначены для неподвижных, но разъемных соединений деталей и обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей. Трудоемкость сборки и разборки соединений с переходными посадками, так же как и характер этих посадок, во многом определяется вероятностью получения в них натягов и зазоров.

Системой допусков и посадок предусматривается несколько типов переходных посадок, которые различаются вероятностью получения натягов или зазоров по линейным размерам. При этом обычно не учитывают, что на характер соединения влияют погрешности формы и расположения поверхностей сопрягаемых деталей, смятие поверхностного слоя и их износ при повторных сборках.

При расчете вероятности натягов и зазоров обычно исходят из нормального закона распределения размеров деталей при изготовлении. Распределение натягов и зазоров в этом случае также будет подчиняться нормальному закону (рисунок 4), а вероятности их получения определяются с помощью интегральной функции вероятности $\Phi(z)$, приведенной в таблице А.1 приложения А.

Расчет проводится следующим образом.

1. Рассчитывается посадка и определяются максимальный натяг ($N_{\max}$), минимальный натяг ($N_{\min}$), средний натяг (N_c), допуск отверстия (T_D), допуск вала (T_d).

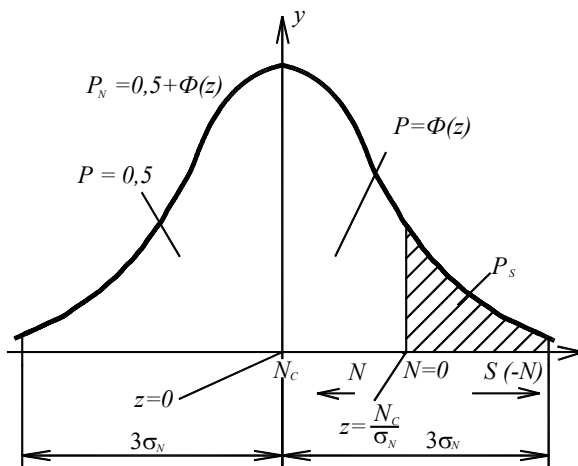


Рисунок 4 – Вероятность получения соединений с натягом и зазором в переходной посадке

2. Вычисляется среднее квадратичное отклонение натяга (зазора) по формуле

$$\sigma_n = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2}.$$

3. Рассчитывается предел интегрирования, равный (при $N_i = 0$)

$$z = N_c / \sigma_N.$$

4. Из таблицы А.1 (приложение А) по найденному значению z определяется функция $\Phi(z)$.

5. Рассчитывается вероятность натягов (или процент натягов) и вероятность зазора (или процент зазоров):

вероятность натяга P'_N

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z), \text{ если } z > 0;$$

$$P'_N = 0,5 - \Phi(z), \text{ если } z < 0;$$

процент натягов (процент соединений с натягом)

$$P_N = 100P'_N;$$

вероятность зазора P'_S

$$P'_S = 0,5 - \Phi(z), \text{ если } z > 0;$$

$$P'_S = 0,5 + \Phi(z), \text{ если } z < 0;$$

процент зазоров (процент соединений с зазором)

$$P_S = 100P'_S.$$

5. РАСЧЕТ ПОСАДОК С НАТЯГОМ

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъёмных соединений деталей, как правило, без дополнительного крепления винтами, штифтами и т. п. Относительная неподвижность деталей достигается за счёт сил сцеплений, возникающих в материале сопрягаемых деталей вследствие деформаций их контактных поверхностей (рисунок 5).

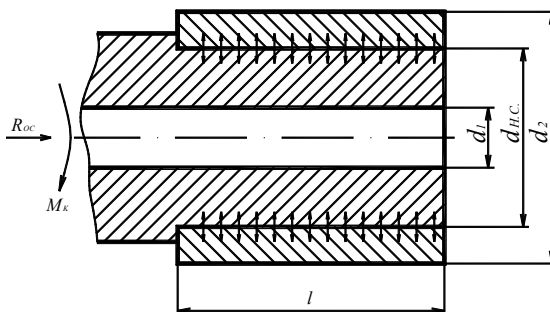


Рисунок 5 – Соединение вал-втулка с натягом

Предельные натяги в выбранной посадке должны удовлетворять следующим требованиям:

- при минимальном допустимом натяге $[N_{\min}]$ должна обеспечиваться прочность соединения, т.е. не должно быть проворачивания деталей от действия внешних нагрузок;

- при максимальном допустимом натяге $[N_{\max}]$ должна обеспечиваться прочность сопрягаемых деталей, т.е. наибольшие напряжения, возникающие в материалах деталей, не должны превышать допустимых значений.

При расчетах используются выводы задачи Ляме (определение напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах).

Расчёт выполняется в следующем порядке.

1. Определяется величина минимального допустимого натяга (мкм):

- при нагружении крутящим моментом M_k :

$$[N_{\min}] = \frac{2M_k}{\pi \cdot l \cdot f} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + U + U_t + U_z;$$

- при нагружении осевой силой P :

$$[N_{\min}] = \frac{P}{\pi \cdot l \cdot f} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + U + U_t + U_z;$$

- при одновременном нагружении M_k и P :

$$[N_{\min}] = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_k}{d}\right)^2 + P^2}}{\pi \cdot l \cdot f} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + U + U_t + U_z,$$

где M_k - крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой, Н·м; P - продольная осевая сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, Н; d и l - диаметр и длина контакта сопрягаемых поверхностей вала, м; E_D и E_d - модули упругости материалов вала и отверстия, Н/м² (таблица А.2); f - коэффициент трения при запрессовке, который зависит от материала сопрягаемых деталей (таблица А.3); C_D и C_d - коэффициенты Ляме, определяемые из таблицы А.4 или по формулам

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_D, \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_d,$$

где d , d_1 и d_2 - диаметры вала (рисунок 5), для сплошного вала $d_1=0$, м; μ_D , μ_d - коэффициенты Пуассона соответственно для отверстия и вала (таблица А.2); U - поправка, учитывающая смятие неровностей посадочных поверхностей деталей при сборке:

$$U = 1,2 \cdot (Rz_D + Rz_d) \approx 5 \cdot (Ra_D + Ra_d), \text{ мкм}$$

(обычно для соединения с натягом общего машиностроения высота неровностей поверхностей вала $Rz_d=3,2$ мкм и отверстия ступицы $Rz_D=6,3$ мкм); U_t - поправка учитывающая различие рабочей температуры деталей и температуры, а также различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей:

$$U_t = [\alpha_D(tp_D - t) - \alpha_d(tp_d - t)]d, \text{ мкм},$$

где tp_D и tp_d - рабочая температура деталей; t - температура при сборке соединений; α_D и α_d - коэффициенты линейного расширения материалов деталей; d - номинальный диаметр соединения, мм; U_z - поправка, учитывающая ослабление натяга от действия центробежных сил (только для крупных, быстро вращающихся деталей с диаметром порядка 500 мм).

2. Определяется величина максимального допустимого натяга:

$$[N_{\max}] = P_{\text{доп}} \cdot d \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \text{ мкм},$$

где $P_{\text{доп}}$ - максимальное допустимое удельное давление на посадочных поверхностях деталей, при которых отсутствует пластическая деформация, Н/м².

В качестве $P_{\text{доп}}$ берется наименьшее из двух значений

$$\text{для вала } P_{\text{доп}} \leq 0,58 \cdot \sigma_{\text{Тд}} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right], \text{ Н/м}^2,$$

$$\text{для отверстия } P_{\text{доп}} \leq 0,58 \cdot \sigma_{\text{ТД}} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right], \text{ Н/м}^2,$$

где $\sigma_{\text{ТД}}$ и $\sigma_{\text{Тд}}$ - пределы текучести материала отверстия и вала, Н/м², (таблица А.5).

3. Выбирается стандартная посадка из таблиц системы допусков и посадок (ДСТУ 2500-94).

Условия подбора посадки следующие:

- максимальный натяг N_{max} в подобранной посадке $N_{\text{max}} \leq [N_{\text{max}}]$, мкм,
- минимальный натяг N_{min} в подобранной посадке $N_{\text{min}} \geq [N_{\text{min}}]$, мкм.

Для весьма ответственных соединений с натягом должен быть использован более полный расчёт.

6. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОСАДОК

Исходными данными к расчету посадки с зазором являются:

- частота вращения вала n , об/мин;
- радиальная нагрузка на цапфу R , Н;
- динамическая вязкость масла μ , Па·с
- марка масла.

Исходные данные для расчета посадки с натягом:

- продольная осевая сила P , Н;
- крутящий момент M_k , Н·м;
- материалы деталей (отверстия и вала);
- рабочие температуры деталей (tr_D и tr_d) и температура при сборке соединений t .

Указанные данные заносятся преподавателем в специальные таблицы, результатом расчетов посадок является их выбор из справочной литературы (например из [1]).

Исходными данными к расчету переходной посадки являются вычисленные при ее назначении величины предельных и среднего натягов (зазоров), а также найденные по справочной литературе допуски вала и отверстия. Сущность расчета состоит в определении ожидаемой при сборке доли соединений с натягом (вероятности натяга) и доли соединений с зазором (вероятности зазора).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. /В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. – Ч.1. – 543 с.
2. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения /А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.Ф. Федотов. – М.: Машиностроение, 1987. – 350 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОСАДОК

Таблица А.1 - Значения функции $\Phi(z) = \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$

z	Φ(z)	z	Φ(z)	z	Φ(z)	z	Φ(z)
0,01	0,0040	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,02	0,0080	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,03	0,0120	0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,90	0,4713
0,04	0,0160	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,1368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,10	0,4821
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,20	0,4861
0,08	0,0319	0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,30	0,4893
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,40	0,4918
0,10	0,0398	0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,50	0,4938
0,11	0,0438	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,60	0,4953
0,12	0,0478	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,70	0,4965
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,80	0,4974
0,14	0,0557	0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,90	0,4981
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1,00	0,3413	3,00	0,49865
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	3,20	0,49931
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,10	0,3643	3,40	0,49966
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	3,60	0,49984
0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,20	0,3849	3,80	0,499928
0,20	0,0793	0,50	0,1915	1,25	0,3944	4,00	0,499968
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032	4,50	0,499997
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115	5,00	0,4999997
0,23	0,0910	0,56	0,2123	1,40	0,4192		
0,24	0,0948	0,58	0,2190	1,45	0,4265		
0,25	0,0987	0,60	0,2257	1,50	0,4332		
0,26	0,1020	0,62	0,2324	1,55	0,4394		
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,60	0,4452		
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505		
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,70	0,4554		
0,30	0,1179	0,70	0,2580	1,75	0,4599		

Таблица А.2 — Значение Е и μ для некоторых материалов

Материал	Е·10 ¹¹ , Н/м ²	μ
Сталь	1,96-2	0,3
Чугун	0,74-1,05	0,25
Бронза	0,84	0,35
Латунь	0,78	0,38
Пластмассы	0,005-0,35	

Таблица А.3 – Значение коэффициентов трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивании

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения f
Сталь-сталь	0,06-0,13
Сталь-чугун	0,07-0,12
Сталь-магниево-алюминиевые сплавы	0,03-0,05
Сталь-латунь	0,05-0,1
Сталь-пластмассы	0,15-0,25

Таблица А.4 – Значения величин C_d и C_D

d_1/d или d/d_2	$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$		$\mu_1 = \mu_2 = 0,25$	
	C_d	C_D	C_d	C_D
0,0	0,70	1,3	0,75	1,25
0,1	0,72	1,32	0,77	1,27
0,2	0,78	1,38	0,83	1,33
0,3	0,89	1,49	0,95	1,45
0,4	1,08	1,68	1,13	1,63
0,5	1,37	1,97	1,42	1,92

Таблица А.5 – Значение пределов текучести материалов σ_T

Марка материала	Предел текучести σ_T , Па
Сталь 25	$2,75 \cdot 10^8$
Сталь 30	$2,94 \cdot 10^8$
Сталь 35	$3,15 \cdot 10^8$
Сталь 40	$3,34 \cdot 10^8$
Сталь 45	$3,53 \cdot 10^8$
Чугун 28-48	$2,74 \cdot 10^8$
Бронза Бр АЖН-11-6-6	$3,92 \cdot 10^8$
Латунь ЛМц ОС 58-2-2	$3,43 \cdot 10^8$
Сталь 15Х	$4,9 \cdot 10^8$
Сталь 20Х	$6,37 \cdot 10^8$
Сталь 30Х	$6,87 \cdot 10^8$
Сталь 40Х	$7,84 \cdot 10^8$

Заказ № _____ от " ____ " _____ 200 ____ . Тираж _____ экз.

Изд-во СевНТУ