

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 19.06.2023 21:22:05
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

« 9 » 10



АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОСАДКИ С НАТЯГОМ

Методические указания по выполнению лабораторной работы № 2
по дисциплине «Нормирование точности»

Курск 2016

УДК 621.(923)

Составитель: О.С. Зубкова

Рецензент

Канд. техн. наук, доцент *Е.И. Яцун*

Аналитический расчет посадки с натягом: методические указания по выполнению лабораторной работы №2 по дисциплине «Нормирование точности»/ Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: О.С. Зубкова. Курск, 2016. 16 с., ил. 5, табл. 4, Библиогр.: 16 с.

Излагаются методические указания по выполнению лабораторной работы № 2, относящиеся к изучению аналитического метода расчета посадки с натягом.

Методические указания соответствуют требованиям ФГОС по направлениям подготовки дипломированных специалистов 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 0,87. Уч. - изд. л. 0,79 . Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы:

Научиться рассчитывать посадки с натягом аналитическим методом.

Инструменты и материалы для работы.

1. Персональный компьютер
2. Справочник по выбору допусков и посадок

1. Теоретическая часть

1.1 Назначение посадок с натягом

Посадки с натягом предназначены в основном для получения неподвижных неразъемных соединений без дополнительного крепления деталей. Иногда для повышения надежности соединения дополнительно используют шпонки, штифты и другие средства крепления, как, например, при креплении маховика на коническом конце коленчатого вала двигателя. Относительная неподвижность деталей обеспечивается силами сцепления (трения), возникающими на контактирующих поверхностях вследствие их деформации, создаваемой натягом при сборке соединений. Благодаря надежности и простоте конструкции деталей и сборки соединений, эти посадки применяют во всех отраслях машиностроения (например, при сборке осей с колесами на железнодорожном транспорте, венцов со ступицами червячных колес, втулок с валами, вкладышей подшипников скольжения с корпусами и т.д.).

В большинстве случаев посадки с натягом вызывают упругие деформации контактных поверхностей (рис. 3), но в ряде случаев в посадках с натягом, особенно при относительно больших натягах или в соединениях деталей, изготовленных из легких сплавов, возникают упруго – пластические деформации. Пластические деформации в одной или в обеих деталях распространяются не на всю толщину материала, или на всю толщину материала. Применение таких посадок во многих случаях возможно и целесообразно.

При одном и том же натяге прочность соединения зависит от материала и размеров деталей, шероховатости сопрягаемых поверхностей, способа соединения деталей, формы и размеров центрирующих фасок, смазки и скорости запрессовки, условий нагрева или

охлаждения и т.д. Ввиду такого многообразия исходных факторов выбор посадки следует производить не только по аналогии с известными соединениями, но и на основе предварительных расчетов натягов и возникающих напряжений, особенно при применении посадок с относительно большими натягами. Для серийного и массового производства рекомендуется провести предварительную опытную проверку выбранных посадок с натягом.

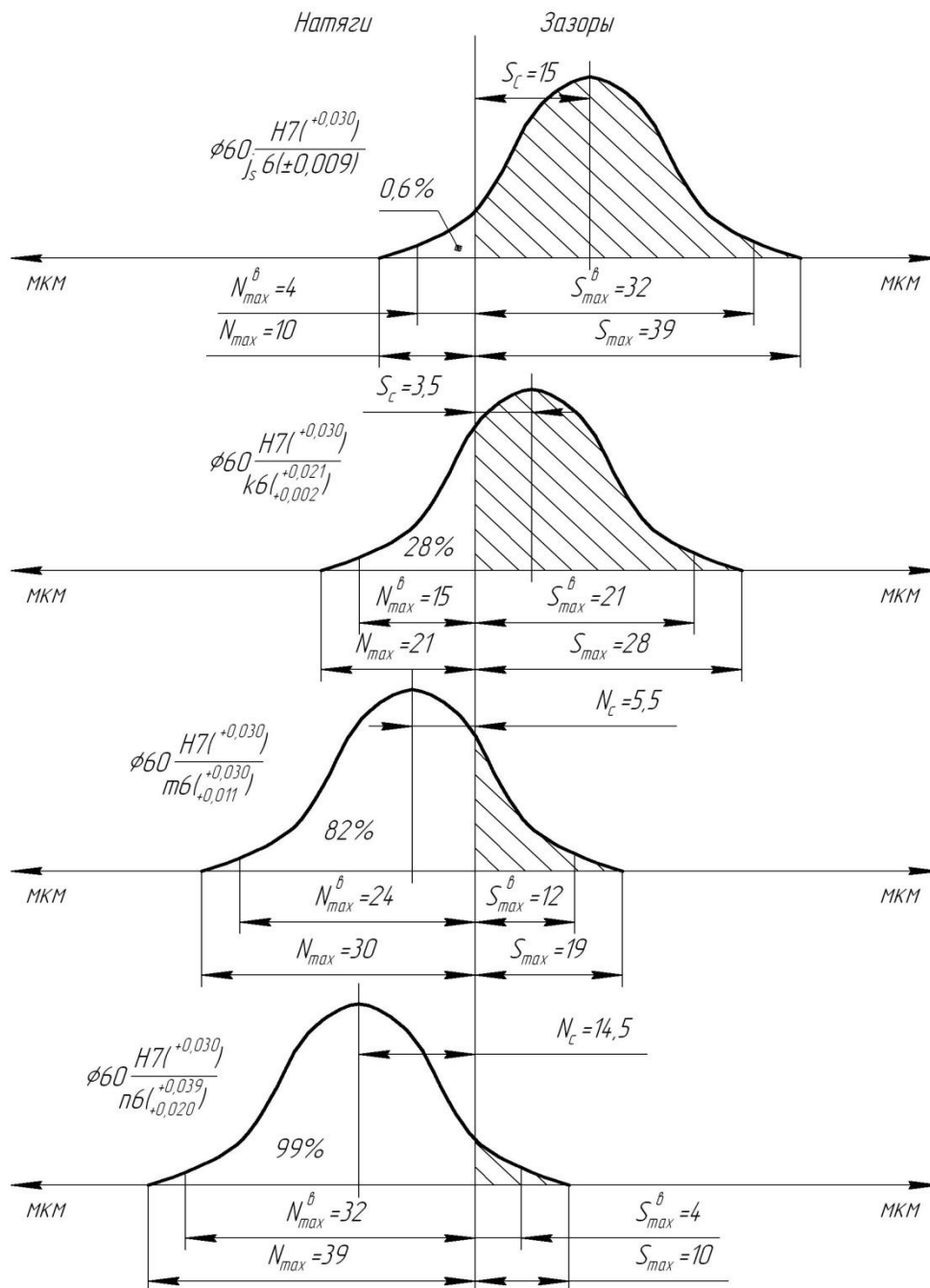


Рис. 1 Значения предельных, вероятных, средневероятных зазоров и натягов в переходных посадках

В случае сборки с нагревом охватываемой детали температура t_D (°C), до которой она должна быть нагрета,

$$t_D \approx \frac{N_{\max} + S_{сб}}{\alpha D} + t_{сб}. \quad (1)$$

При сборке с охлаждением охватываемой детали температура t_d (°C), до которой она должна быть охлаждена,

$$t_d \approx t_{сб} - \frac{N_{\max} + S_{сб}}{\alpha d}, \quad (2)$$

где $t_{сб}$ – температура помещения сборки, °C;

$S_{сб}$ – минимально необходимый зазор (мм) при сборке, зависящей от массы, размеров деталей и применяемых приспособлений (часто $S_{сб}$ принимают равным S_{min} в посадках H/g);

α - коэффициент линейного расширения (сжатия) при нагреве (охлаждении).

В отдельных случаях при индивидуальной сборке, особенно в крупном машиностроении, в формулы (1) и (2) вместо N_{\max} можно подставлять действительный натяг N_d (мм). Дополнительно следует учитывать некоторые потери теплоты (холода) за время переноса детали из нагревающего (охлаждающего устройства на сборочную позицию).

1.2 Расчет посадок с натягом

Расчет посадок с натягом (посадок с упругой связью) выполняется с целью обеспечить прочность соединения т.е. отсутствие смещений сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок, и прочность сопрягаемых деталей. Исходя из первого условия, определяется минимальный допустимый натяг $[N_{min}]$, необходимый для восприятия и передачи нагрузок. Исходя из второго условия, определяется максимальный допустимый натяг $[N_{max}]$, при котором, как правило, отсутствуют пластические деформации. В некоторых случаях прессовые соединения могут надежно работать и при наличии пластических деформаций в наиболее напряженной зоне.

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

Расчет посадок с натягом можно вести в следующем порядке:

1. По известным значениям внешних нагрузок (R_{oc} , M_k) и размерам соединения ($d_{н.с}$ и l) определяется требуемое минимальное удельное давление (H/m^2) на контактных поверхностях соединения (рис. 3):

при действии M_k

$$[p_{\min}] = \frac{2M_k}{\pi d_{н.с}^2 l f}; \quad (3)$$

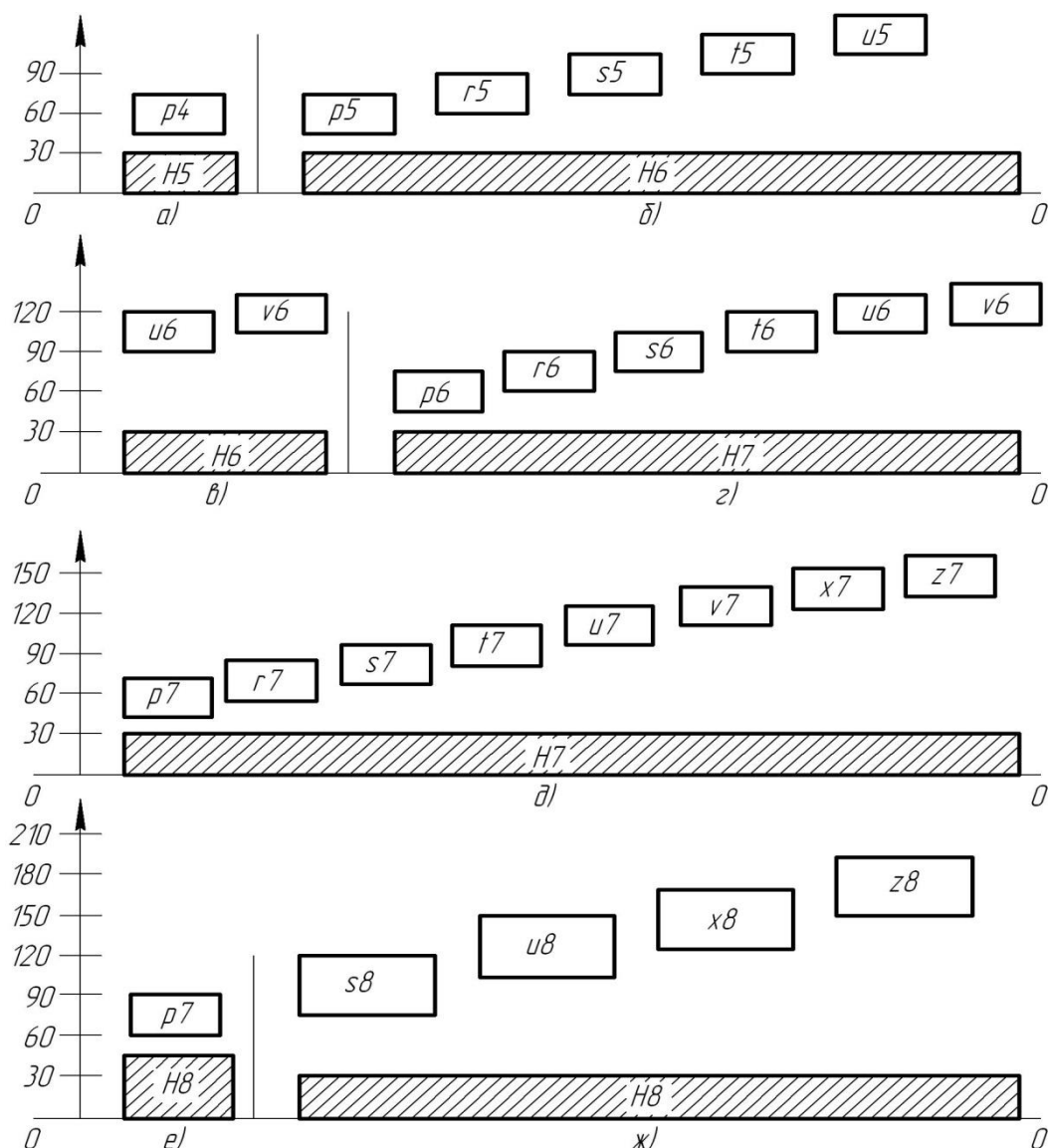


Рис. 2 Схема расположения полей допусков наиболее распространенных посадок с натягом от 1 до 500 мм (интервал 50..65 мм).

при действии R_{oc}

$$[p_{min}] = \frac{R_{oc}}{\pi d_{н.с}^2 l f}; \quad (4)$$

при одновременном действии R_{oc} и M_k

$$[p_{min}] = \frac{\sqrt{R_{oc}^2 + \left(\frac{2M_k}{d_{н.с}}\right)^2}}{\pi d_{н.с} l f}. \quad (5)$$

где R_{oc} – продольная осевая сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, Н;

M_k – крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой, Н·м;

L – длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

f – коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания.

Коэффициент трения f колеблется в широких пределах, что объясняется многообразием факторов, влияющих на прочность соединения (шероховатость поверхностей, скорость запрессовки, наличие масла, вид покрытия и т.д.).

Значения f приведены в табл. 1 и 2.

2. По полученным значениям $[p_{min}]$ определяется необходимая величина наименьшего расчетного натяга N'_{min} (м)

$$N'_{min} = [p_{min}] d_{н.с} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right), \quad (6)$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов соответственно охватываемой (вала) и охватывающей (отверстия) деталей в Н/м²;

c_1 и c_2 – коэффициенты Ляме, определяемые по формулам:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{н.с}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{н.с}}\right)^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_{н.с}}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{н.с}}{d_2}\right)^2} + \mu_2; \quad (7)$$

где d_1 и d_2 см. рис. 3, μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона соответственно для охватываемой и охватывающей деталей.

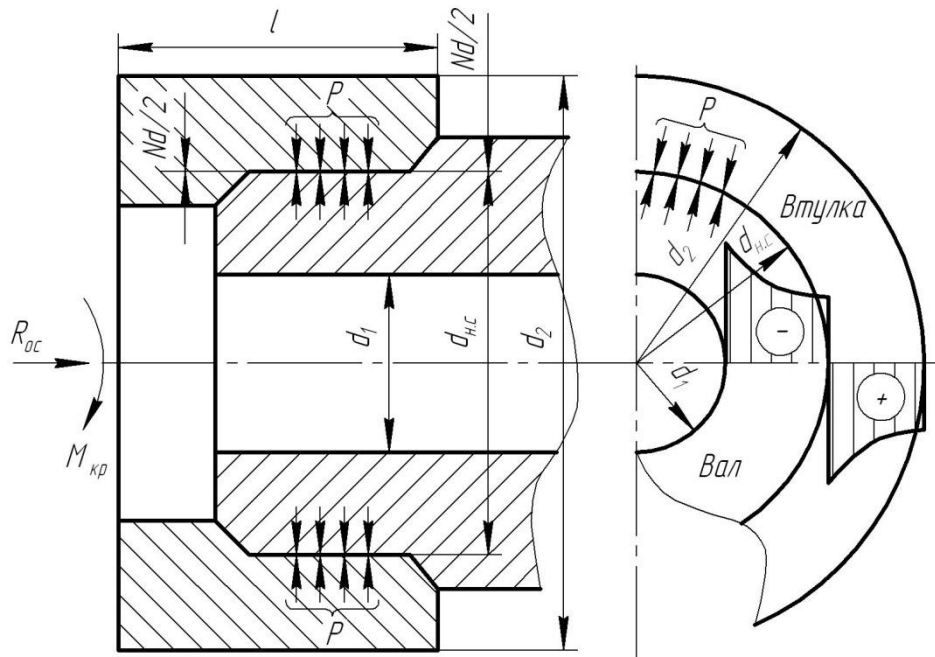


Рис. 3. Схема расчета посадок с натягом.

Для сплошного вала ($d_1 = 0$) $c_1 = 1 - \mu_1$; для массивного корпуса ($d_2 \rightarrow \infty$) $c_2 = 1 + \mu_2$.

Значения E и μ приведены в табл. 3. Значения c_1 и c_2 в зависимости от отношения диаметров даны в табл. 4

3. Определяется с учетом поправок к N'_{min} величина минимального допустимого натяга.

$$[N_{min}] = N'_{min} + \gamma_{ш} + \gamma_t + \gamma_{ц} + \gamma_{п}, \quad (8)$$

где $\gamma_{ш}$ – поправка, учитывающая смятие неровностей контактных поверхностей деталей при образовании соединения

$$\gamma_{ш} = 1,2(R_{zD} + R_{zd}) \approx 5(R_{aD} + R_{ad}); \quad (9)$$

γ_t – поправка, учитывающая различие рабочей температуры деталей (t_D и t_d) и температуры сборки ($t_{сб}$), различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей (α_D и α_d),

Таблица 1

Таблица 2

Значения коэффициентов трения при установившемся процессе при применении гальванических распрессовки или проворачивания покрытий

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения	Вид покрытия	Удельное Давление $p \cdot 10^{-7}$, Н/м ²	Коэффициент трения	
				При осевом давлении	При скручивании
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	Хромирование	3,5	0,55-1,11	0,67
Сталь-пластмассы	0,15-0,25	Никелирование	3,7-5,6	0,37-0,85	0,6-0,68
<i>Примечание</i> При образовании соединений с использованием температурных деформаций (нагрев охватывающей, охлаждение охватываемой детали) значения f в 1,5-1,6 раза выше приведенных. При стальных и чугунных деталях часто принимают $f=0,14$		Меднение	3	0,55-0,61	0,48
		Цинкование	3	0,51-0,6	0,45
		Олово	3	0,48-0,63	0,42

$$\gamma_t = -\Delta_t^N, \Delta_t^N$$

положительная поправка γ_t учитывается, если при рабочей температуре напряг ослабляется; $\gamma_{ц}$ – поправка, учитывающая ослабление натяга под действием центробежных сил (существенна для крупных быстро вращающихся деталей); для сплошного вала и одинаковых материалов соединяемых деталей

$$\gamma_{ц} = \frac{v^2 d_{н.с} \rho}{64} \left(\frac{3 + \mu}{E} \right), \quad (10)$$

где v - окружная скорость на наружной поверхности втулки, м/с;

ρ - плотность материала; при $d = 500$ мм и $v = 47$ м/с для стальных деталей $\gamma_{ц} = 2$ мкм; $\gamma_{п}$ – поправка, компенсирующая уменьшение натяга при повторных запрессовках; $\gamma_{п}$ определяется опытным путем.

На прочность соединения оказывают также влияние и погрешности формы поверхностей деталей

4. На основе теории наибольших касательных напряжений определяется максимальное допустимое удельное давление $[p_{max}]$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей.

В качестве $[p_{max}]$ берется наименьшее из двух значений (Н/м²);

$$p_1 = 0,58\sigma_{T1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_{н.с}} \right)^2 \right]; \quad (11)$$

$$p = 0,58\sigma_{T2} \left[1 - \left(\frac{d_{н.с}}{d_2} \right)^2 \right], \quad (12)$$

где σ_{T1} и σ_{T2} – предел текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей.

5. Определяется величина наибольшего расчетного натяга N'_{max} (М)

$$N'_{max} = [p_{max}]d_{н.с} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right). \quad (13)$$

6. Определяется с учетом поправок к N'_{max} величина максимального допустимого натяга.

$$[N_{max}] = N'_{max}\gamma_{уд} + \gamma_{ш} - \gamma_t, \quad (14)$$

где $\gamma_{уд}$ – коэффициент увеличения удельного давления у торцов охватываемой детали. В отдельных случаях принимается по графику (рис. 4). Уточненный учет $\gamma_{уд}$. Поправку γ_t следует учитывать, если при рабочей температуре натяг увеличивается.

Таблица 3
Значения E и μ для некоторых материалов

Материал	$E, \text{Н/м}^2$	μ
Сталь и Стальное литье	$(1,96-2) \cdot 10^{11}$	0,3
Чугунное литье	$(0,74-1,05) \cdot 10^{11}$	0,25
Бронза	$0,84 \cdot 10^{11}$	0,35
Оловянистая латунь	$0,78 \cdot 10^{11}$	0,38
Пластмассы	$(0,005-0,35) \cdot 10^{11}$	

Таблица 4
Значения величин c_1 и c_2

$\frac{d_1}{d_{н.с}}$ или $\frac{d_{н.с}}{d_2}$	$\mu_1=\mu_2=0,3$		$\mu_1=\mu_2=0,25$	
	c_1	c_2	c_1	c_2
0,00	0,70	$\sim 1,3^*$	0,75	$\sim 1,25^*$
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
0,6	1,83	2,43	1,88	2,37
0,7	2,62	3,22	2,67	3,17
0,8	4,25	4,85	4,30	4,80
0,9	9,23	9,83	9,28	9,78

* При $d_2 \geq d_{н.с}$

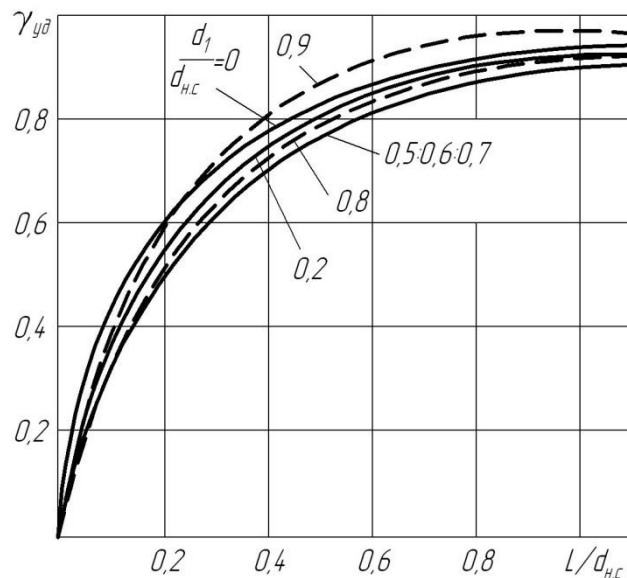


Рис. 4 График определения коэффициента увеличения удельного давления у торцов охватываемой детали

7. Выбирается посадка из таблиц системы допусков и посадок
Условия подбора посадки следующие.

- 1) Максимальный натяг N_{max} в подобранной посадке должен быть не больше $[N_{max}]$

$$N_{max} \leq [N_{max}] \quad (15)$$

- 2) Минимальный натяг N_{min} в подобранной посадке с учетом возможных колебаний действующей нагрузки и других факторов должен быть

$$N_{min} > [N_{min}]. \quad (16)$$

8. Рассчитывается необходимое (максимальное) усилие (Н) при запрессовке собираемых деталей.

$$R_{\Pi} = f_{\Pi} p_{max} \pi d_{н.с} l \quad (17)$$

где f_{Π} – коэффициент трения при запрессовке, $f_{\Pi} = (1,15-1,2)f$.

Удельное давление p_{max} при максимальном натяге N_{max} в посадке определяется по формуле

$$p_{max} = \frac{N_{max} - \gamma_u}{d_{н.с} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}. \quad (18)$$

Применяя термические методы сборки, необходимую температуру нагрева охватывающей детали или охлаждения охватываемой детали, определяют по формулам (1) и (2).

9. Изменение размеров d_1 и d_2 после запрессовки (λ_1 и λ_2 , м) рассчитывается (при необходимости) по формулам

$$\lambda_1 = \frac{2p_{max} d_1 d_{н.с}^2}{E_1 (d_2^2 - d_1^2)}; \quad (19)$$

$$\lambda_2 = \frac{2p_{max} d_2 d_{н.с}^2}{E_2 (d_2^2 - d_{н.с}^2)}; \quad (20)$$

10. Форма и размеры фасок для деталей, собираемых под прессом, приведены в табл. 1.108

2. Практическая часть

Пример:

Рассчитать и выбрать посадку с натягом в соединении, нагруженном крутящим моментом $M_{кр} = 907 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и осевой силой $p = 10 \text{ кН}$.

Размеры соединения: $D = 100 \text{ мм}$; $d_1 = 80 \text{ мм}$; $d_2 = 125 \text{ мм}$; $l = 80 \text{ мм}$.

Детали изготовлены из стали 40 ($E_1 = E_2 = 206$ ГПа, $\sigma_T = 313$ МПа).

Параметры шероховатости $R_{z1} = R_{z2} = 10$ мкм. Рабочая температура близка к температуре сборки. Запрессовка механическая, поэтому коэффициент трения принимается $f = 0,085$.

Решение.

1. Определяем эксплуатационное удельное давление на поверхности из условия обеспечения прочности соединения по формуле

$$P_3 = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_{кр}}{d}\right)^2 + P^2}}{\pi D l f} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot 907}{0,1}\right)^2 + 10000^2}}{\pi \cdot 0,1 \cdot 0,085 \cdot 0,085} = 9,67 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Примечание. Если характер нагружения иной, чем в приводимом примере, необходимо воспользоваться другими выражениями для эксплуатационного удельного давления. [5, стр. 223].

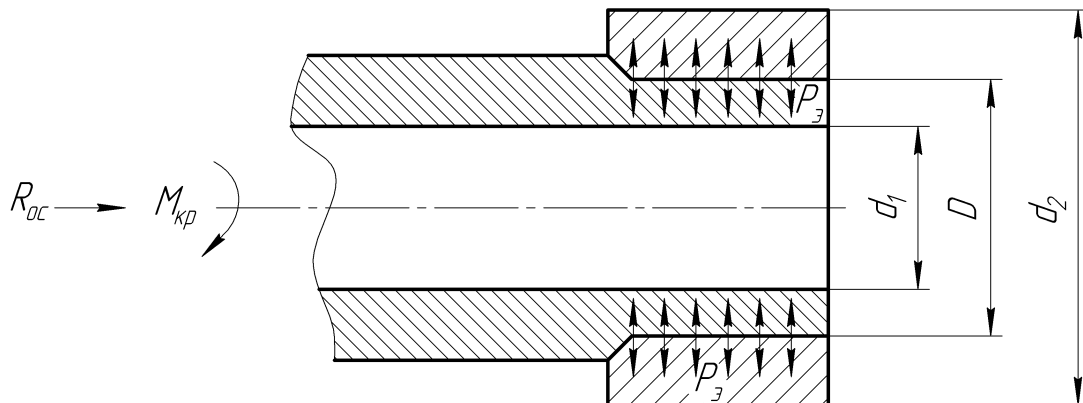


Рис. 5. Расчетная схема посадки с натягом

2. Определяем значение минимального расчетного натяга

$$N_{minP} = P_3 D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right),$$

где C_1 и C_2 – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_1 = \frac{1 + (D/d_2)^2}{1 - (D/d_2)^2} + \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + (d_1/D)^2}{1 - (d_1/D)^2} - \mu_2,$$

где μ_1 и μ_2 коэффициенты Пуассона, соответственно для материала втулки и вала; в данном случае $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$;

$$C_1 = \frac{1 + 0,8^2}{1 - 0,8^2} + 0,3 = 4,86; \quad C_2 = \frac{1 + 0,8^2}{1 - 0,8^2} - 0,3 = 4,26.$$

$$N_{minP} = 9,67 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \frac{4,86 + 4,26}{2,06 \cdot 10^{11}} = 4,3 \cdot 10^{-5} = 43 \text{ мкм.}$$

3. Определяем наибольшее допустимое давление на поверхности вала и втулки, соответствующее отсутствию пластической деформации на контактных поверхностях поверхности втулки

$$P_{\partial on D} \leq 0,58\sigma_T [1 - (D/d_2)^2], \text{ МПа}$$

$$P_{\partial on D} \leq 0,58 \cdot 313 [1 - (100/125)^2] = 116,2 \text{ МПа}$$

Для поверхности вала

$$P_{\partial on d} \leq 0,58\sigma_T [1 - (d_1/D)^2], \text{ МПа}$$

$$P_{\partial on d} \leq 0,58 \cdot 313 [1 - (80/100)^2] = 116,2 \text{ МПа}$$

Если материал втулки и вала различен, то $P_{\partial on d}$ и $P_{\partial on D}$ будут отличаться. При расчетах наибольшего расчетного натяга следует выбирать меньшее из двух значений, что будет соответствовать отсутствию пластической деформации на поверхности детали из более пластического металла.

4. Определяем наибольший расчетный натяг.

$$N_{\max \partial on} = P_9 D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \text{ мкм}$$

$$N_{\max \partial on} = 116,2 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \frac{4,86+4,26}{2,06 \cdot 10^{11}} = 51,4 \cdot 10^{-5} = 514 \text{ мкм}$$

5. Определяем поправку на смятие микронеровностей

$$\Delta ш = 2(K_1 R_{Z_D} + K_2 R_{Z_d}),$$

где R_{Z_D} и R_{Z_d} шероховатости поверхности втулки и вала

$$R_{Z_D} = R_{Z_d} = 10 \text{ мкм}$$

K_1 и K_2 – коэффициенты, учитывающие высоту смятия неровностей отверстия втулки и вала

$$K_1 = K_2 = 0,5 [5, \text{ стр. 225}]$$

$$\Delta ш = 2(0,5 \cdot 10 + 0,5 \cdot 10) = 20 \text{ мкм}$$

6. Определяем величину натягов для выбора посадки

$$N_{\min \text{расч}} = N_{\min} + \Delta ш, \text{ мкм}$$

$$N_{\max \text{расч}} = N_{\max} + \Delta ш, \text{ мкм}$$

$$N_{\min \text{расч}} = 43 + 20 = 63, \text{ мкм}$$

$$N_{\max \text{расч}} = 514 + 20 = 534, \text{ мкм}$$

7. Выбираем стандартную посадку по таблицам ГОСТ 25347-82

$$\phi 100 \frac{H8}{h8} \begin{pmatrix} +0,054 \\ +0,178 \\ +0,124 \end{pmatrix}$$

Для этой посадки

$N_{min} = 70$ мкм; $N_{max} = 178$ мкм.

Должно соблюдаться условие:

$N_{min} > N_{minрасч}$; $N_{max} < N_{maxрасч}$

Если это условие соблюдается, посадка рассчитана правильно.

3. Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы 2 выбор и расчет посадки с натягом аналитическим методом осуществлять в следующей последовательности:

- 1) изучить конструкцию узла и его служебное назначение;
- 2) выбрать посадку с натягом;
- 3) определить минимальный расчетный натяг;
- 4) определить максимальный расчетный натяг;
- 5) определить поправку на смятие микронеровностей;
- 6) определить величину натяга для выбора посадки;
- 7) выбрать стандартную посадку по таблицам.

4. Контрольные вопросы

- 1) Что такое посадка?
- 2) Как рассчитать предельные размеры, зная номинал и предельные отклонения? Как предельные размеры обозначены на схеме посадки?
- 3) Что такое натяг? Как он обозначаются на схемах?
- 4) Дайте определение посадки с натягом, определите параметры точности.
- 5) Для каких соединений предназначены посадки с натягом?
- 6) Что должны обеспечивать максимальный расчетный натяг при аналитическом расчете посадки с натягом?
- 7) Что должны обеспечивать минимальный расчетный натяг при аналитическом расчете посадки с натягом?
- 8) Что такое модуль Юнга?
- 9) Что такое коэффициент Пуассона?

- 10) Как производится выбор стандартной посадки исходя из расчетных минимального и максимального натягов?
- 11) Как влияют конструктивные параметры соединения на значения минимального и максимального расчетных натягов?

Библиографический список

1. Схиртладзе А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие. – Старый Оскол : ТНТ, 2010. – 539 с.
2. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1/ М.А. Палей, А.Б. Романов, В. А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. - 530 с.
3. Палей М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 2/М. А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 9-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2009. – 629 с.
4. Емельянов С.Г. Нормирование точности в машиностроении: учебное пособие/ С.Г. Емельянов, Е.А. Кудряшов, Е.И. Яцун, Е.В. Павлов, С.А. Чевычелов, С.А. Сергеев. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 440 с.