

МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ И ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.82

Ю.Ф. Чернышев, С.И. Трошин

Чернышев Юрий Филиппович родился в 1927 г., окончил в 1951 г. Сибирский технологический институт, кандидат технических наук, доцент кафедры динамики и прочности машин Красноярского государственного технического университета. Имеет свыше 100 печатных трудов в области исследования напряженно-деформированного состояния анизотропных тел.



РАСЧЕТ НАТЯГА СТАНДАРТНОЙ ДЕРЕВЯННОЙ НЕОДНОРОДНОЙ ВТУЛКИ В ПОДШИПНИКЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

Рассмотрена осесимметричная задача определения натяга деревянного неоднородного вкладыша подшипника скольжения при его запрессовке в обойму или напрессовке на металлический стержень.

натяг подшипников, деревянная втулка, напряжения, анизотропия, деформация.

Цель работы – аналитически получить зависимость контактного давления от величины натяга деревянной неоднородной втулки при ее запрессовке в металлическую обойму подшипника или напрессовке на металлический стержень круглого сплошного или кольцевого сечения.

В зависимости от технологии изготовления втулок контурного пресования ДП-КП при прессовании изнутри или снаружи получают цилиндры, имеющие большую (до 25 %) плотность внутренних или наружных волокон древесины [6]. Если такие цилиндры пропитать легкоплавкими сплавами металлов, то плотность наружных и внутренних волокон будет различаться в 3–4 раза ($\gamma = 10 \dots 40 \text{ кН/м}^3$) [5]. Так как модуль упругости при растяжении и сжатии линейно зависит от его плотности, то он будет зависеть также и от радиуса втулки.

Предположим, что в общем случае

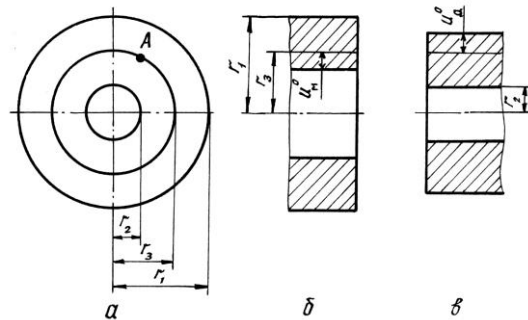
$$E = E_0 \rho^v,$$

где E_0 , E – модуль упругости при растяжении-сжатии соответственно наружного слоя с радиусом r_1 и слоя с текущим радиусом r ;

$\rho = r/r_1$ – относительный радиус;

v – показатель степени, характеризующий изменение модуля упругости по радиусу.

Рис. 1. Поперечное (а) и продольное (б) сечения втулки и обоймы (б) подшипника



Наружный диаметр ортотропной втулки, предназначенной для запрессовки в обойму или корпус подшипника, делается несколько больше внутреннего диаметра последних (рис. 1). Эта разность называется натягом. Величину натяга надо выбирать с таким расчетом, чтобы возникающее при запрессовке втулки контактное давление между цилиндрическими поверхностями втулки и обоймы было как можно больше, что предохранит втулку от проворачивания во время работы.

С другой стороны, величина натяга не должна быть очень большой, чтобы при запрессовке не произошло разрушения втулки.

Необходимо принимать во внимание, что контактное давление между втулкой и обоймой с течением времени за счет релаксации напряжений в ортотропной втулке уменьшается, а поэтому при выборе величины натяга используют близкое к верхнему пределу значение.

Кроме защиты втулки от проворачивания в процессе эксплуатации, назначение натяга заключается еще в сохранении минимального масляного зазора между втулкой и валом, от которого зависит работа ортотропного вкладыша или втулки подшипника.

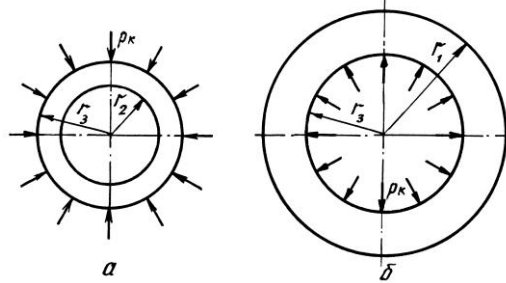
Определим контактное давление, возникающее при запрессовке ортотропной втулки в обойму подшипника.

Для внутреннего радиуса обоймы и внешнего радиуса ортотропной втулки найдем те радиальные перемещения, которые требуются для сопряжения соосных цилиндров тугой посадкой.

Введем следующие обозначения (рис. 1):

- r_2 – внутренний радиус втулки;
- r_3 – внутренний радиус обоймы (после деформации радиус равен наружному радиусу ортотропной втулки);
- r_1 – внешний радиус обоймы;
- u_m^0 – радиальное перемещение на внутренней поверхности обоймы (по направлению от центра) при тугой посадке втулки в обойму;
- u_d^0 – то же на внешней поверхности втулки (по направлению к центру).

Рис. 2. Распределение контактного давления в поперечных сечениях втулки (а) и обоймы (б) подшипника



При посадке в обойму внешний радиус втулки уменьшится, и точка A на ее контактной поверхности получит отрицательное смещение $u_{\text{д}}^{\circ}$ (по направлению к оси втулки). Внутренний радиус обоймы увеличится. Следовательно, в обойме возникает положительное смещение $u_{\text{м}}^{\circ}$ точки A . Сумма $|u_{\text{м}}^{\circ}| + |u_{\text{д}}^{\circ}|$ должна быть равна полунатягу δ :

$$|u_{\text{м}}^{\circ}| + |u_{\text{д}}^{\circ}| = \delta. \quad (1)$$

Так как величина натяга 2δ весьма мала по сравнению с размерами радиуса поверхности контакта, то при вычислении будем считать внешний радиус втулки и внутренний радиус обоймы одинаковыми и равными r_3 .

Контактное давление $p_{\text{к}}$ будет наружным для ортотропной втулки и внутренним для обоймы (рис. 2).

Тангенциальная относительная деформация [1] для втулки

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E_t} \left[\sigma_t - \mu_{\text{т}} \sigma_r \right],$$

для обоймы

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E_{\text{м}}} \left[\sigma_t - \mu_{\text{м}} \sigma_r \right].$$

Здесь E_t – модуль упругости материала втулки в тангенциальном направлении; $E_{\text{м}}$ – модуль упругости металлической обоймы (во всех направлениях он одинаков); σ_t , σ_r – нормальные напряжения в тангенциальном и радиальном направлениях втулки и обоймы; $\mu_{\text{т}}$ – коэффициент Пуассона, характеризующий поперечную деформацию в направлении, определяемом первым индексом, от усилия, действующего в направлении второго индекса; $\mu_{\text{м}}$ – коэффициент Пуассона для металлической обоймы (во всех направлениях он одинаков).

Соответственно радиальные перемещения точки на контактной цилиндрической поверхности втулки

$$u_{\text{д}}^{\circ} = \frac{r_3}{E_t} \left[\sigma_t - \mu_{\text{т}} \sigma_r \right], \quad (2)$$

обоймы

$$u_{\text{м}}^{\circ} = \frac{r_3}{E_{\text{м}}} \left[\sigma_t - \mu_{\text{м}} \sigma_r \right]. \quad (3)$$

Тангенциальное напряжение для ортотропной втулки на ее внешней поверхности, нагруженной внешним давлением (рис. 2, а), определим в соответствии с [4]:

$$\sigma_t = \left[\frac{\lambda_1}{1 - c^{\lambda_1 - \lambda_2}} - \frac{\lambda_2}{c^{\lambda_2 - \lambda_1} - 1} \right] (-p_k),$$

радиальные напряжения

$$\sigma_r = -p_k,$$

где
$$\lambda_{1,2} = \frac{v \pm \sqrt{v^2 + 4(1 - \mu v)k^2}}{2};$$

v – некоторая соответствующим образом подобранная величина;

μ – коэффициент поперечной деформации материала втулки;

$k = \sqrt{E_\theta / E_r}$ – коэффициент анизотропии;

E_θ, E_r – модули упругости материала ортотропной втулки соответственно в тангенциальном и радиальном направлениях;

$$c = \frac{r_2}{r_3}.$$

В соответствии с [1–3] из (2) и (3) получим

$$u_d^o = \frac{r_3}{E_t} \left[\left(\frac{\lambda_1}{1 - c^{\lambda_1 - \lambda_2}} - \frac{\lambda_2}{c^{\lambda_2 - \lambda_1} - 1} \right) - \mu_{rt} \right] (-p_k); \quad (4)$$

$$u_m^o = \frac{r_3}{E_m} \left[\frac{1 + c_m^2}{1 - c_m^2} + \mu_m \right] (p_k). \quad (5)$$

Если подставим последние выражения (4), (5) радиальных перемещений контактной поверхности ортотропной втулки и металлической обоймы в (1), то найдем величину полунатяга:

$$\delta = p_k r_3 \left[\left(\frac{1}{E_t} \left(\frac{\lambda_1}{1 - c^{\lambda_1 - \lambda_2}} - \frac{\lambda_2}{c^{\lambda_2 - \lambda_1} - 1} \right) - \mu_{rt} \right) + \frac{1}{E_m} \left(\frac{1 + c_m^2}{1 - c_m^2} + \mu_m \right) \right]. \quad (6)$$

При запрессовке ортотропной втулки на стержень, имеющий трубчатое или сплошное круглое поперечное сечение (например успокоители цепных и ременных передач), тангенциальные напряжения на внутренней поверхности втулки, нагруженной внутренним давлением (рис. 2, б), в соответствии с [4]

$$\sigma_t = \left[\frac{\lambda_1 c^{\lambda_1 - 1}}{c^{\lambda_2 - 1} (c^{\lambda_1 - \lambda_2})} - \frac{\lambda_2 c^{\lambda_2 - 1}}{c^{\lambda_1 - 1} (c^{\lambda_2 - \lambda_1} - 1)} \right] p_k,$$

радиальные напряжения

$$\sigma_r = -p_k.$$

Тангенциальные напряжения для металлического стержня на его внешней поверхности, нагруженной давлением, по [3]

$$\sigma_t = \frac{1+c_M^2}{1-c_M^2}(-p_k),$$

радиальные напряжения

$$\sigma_r = -p_k.$$

Используем полученные выше напряжения для ортотропной втулки и металлического стержня при определении радиальных перемещений их контактных поверхностей:

$$u_d^o = \frac{r_3}{E} \left[\left(\frac{\lambda_1 c^{\lambda_1-1}}{c^{\lambda_2-1} (-c^{\lambda_1-\lambda_2})} - \frac{\lambda_2 c^{\lambda_2-1}}{c^{\lambda_1-1} (\lambda_2-\lambda_1-1)} \right) + \mu_{rt} \right] (p_k);$$

$$u_M^o = \frac{r_3}{E_M} \left[\frac{1+c_M^2}{1-c_M^2} - \mu_M \right] (-p_k).$$

Величины перемещений подставим в уравнение (1) и решим его относительно полунатяга:

$$\delta = p_k r_3 \left[\left(\frac{1}{E_t} \left(\frac{\lambda_1 c^{\lambda_1-1}}{c^{\lambda_2-1} (-c^{\lambda_1-\lambda_2})} - \frac{\lambda_2 c^{\lambda_2-1}}{c^{\lambda_1-1} (\lambda_2-\lambda_1-1)} \right) + \mu_{rt} \right) + \frac{1}{E_M} \left(\frac{1+c_M^2}{1-c_M^2} - \mu_M \right) \right]. \quad (7)$$

Определим полунатяг при запрессовке ортотропной втулки на металлический стержень сплошного круглого поперечного сечения:

$$\delta = p_k r_3 \left[\left(\frac{1}{E_t} \left(\frac{\lambda_1 c^{\lambda_1-1}}{c^{\lambda_2-1} (-c^{\lambda_1-\lambda_2})} - \frac{\lambda_2 c^{\lambda_2-1}}{c^{\lambda_1-1} (\lambda_2-\lambda_1-1)} \right) + \mu_{rt} \right) + \frac{1}{E_M} (-\mu_M) \right]. \quad (8)$$

В формуле (7) относительные геометрические размеры втулки и металлического стержня $c = \frac{r_3}{r_1}$, $c_M = \frac{r_2}{r_3}$, а в формуле (8) $c_M = 0$, так как $r_2 = 0$.

Выводы

Получены новые формулы для определения полунатяга при запрессовке неоднородной стандартной втулки в обойму (6), ее напрессовке на металлический стержень кольцевого (7) или сплошного круглого сечения (8). Эти формулы можно использовать для всех стандартных втулок из гнuto-прессованной древесины продольного и торцового гнутья, контурного прессования, т. е. таких, у которых главные оси упругой симметрии совпадают с осями симметрии цилиндрических втулок, а также у которых наблюдается значительное различие плотности древесины наружных и внутренних волокон.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борисов В.Н., Чернышев Ю.Ф. Напряжения в деревянной втулке при действии внутреннего и внешнего давлений // Лесн. журн. – 1971. – № 4. – С. 60–63. – (Изв. высш. учеб. заведений).
2. Расчеты на прочность в машиностроении / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев и др. – Том. I. – М.: Госнаучтехиздат, 1956. – 884 с.

3. *Феодосьев В.И.* Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1986. – 521 с.
4. *Чернышев Ю.Ф.* Напряженное состояние ортотропного цилиндра переменной плотности // Лесн. журн. – 1990. – № 6. – С. 71–75. – (Изв. высш. учеб. заведений).
5. *Чубов Н.И.* Металлизированная прессованная древесина. – Воронеж: ВГУ, 1975. – 136 с.
6. *Шейдин И.А., Подик П.Э.* Технология производства древесины и пластиков и их применение. – М.: Лесн. пром-сть, 1971. – 264 с.

Красноярский государственный
технический университет

Поступила 18.10.2000 г.

Yu.F. Chernyshev, S.I. Troshin

Calculation of Interference of Standard Wooden Heterogeneous Bushing in Slide Bearing

Axisymmetrical task of determining the interference of wooden heterogeneous bushing of the slide bearing is analyzed when it is press-fit into the clip or pressed to the iron core.
