

## МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ И ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.887

### К РАСЧЕТУ ОРТОТРОПНОЙ ВТУЛКИ РАВНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВНУТРЕННЕМУ ДАВЛЕНИЮ

Ю. Ф. ЧЕРНЫШЕВ, И. А. ЗЫРЯНОВ

Красноярский политехнический институт

В деревообрабатывающих станках часто применяют успокоители цепей и различного рода направляющие устройства, где имеются узлы трения, в которых используют различного рода антифрикционные материалы (чаще всего неметаллические). Для обеспечения надежной посадки антифрикционных колец на металлические стержни их обычно напрессовывают с помощью горячей посадки.

Расчетной схемой для антифрикционной толстостенной трубы в этом случае является кольцо, нагруженное внутренним давлением. У таких толстостенных цилиндров при действии на них внутреннего давления опасным считается внутренний слой, так как там возникают наибольшие нормальные напряжения в тангенциальном направлении, в основном и определяющие их прочность. Главные напряжения в этом слое вычисляют по известным формулам Г. Ламе [4]

$$\sigma_1 = \sigma_\theta = \frac{p(1+C^2)}{1-C^2}; \quad \sigma_3 = \sigma_r = -p.$$

Здесь  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_r$  — нормальные напряжения соответственно в тангенциальном и радиальном направлениях цилиндра;

$C = r_2/r_1$  — относительный геометрический размер, равный отношению внутреннего радиуса цилиндра  $r_2$  к наружному  $r_1$ ;

$p$  — величина внутреннего давления на цилиндр.

Эквивалентные напряжения находят по теории наибольших касательных напряжений

$$\sigma_{\text{эКВ}}^I = \sigma_1 - \sigma_3. \quad (1)$$

Подставляя сюда приведенные выше выражения для  $\sigma_1$  и  $\sigma_3$  получаем после преобразований

$$\sigma_{\text{эКВ}}^I = \frac{2p}{1-C^2}. \quad (2)$$

Известно, что внутреннее давление, воспринимаемое цилиндром без возникновения пластических деформаций, не может быть больше значения  $\sigma_T/2$  (по теории наибольших касательных напряжений) или  $0,57 \sigma_T$  (по критерию удельной потенциальной энергии формоизменения) [2] как бы мы не увеличивали толщину его стенки ( $\sigma_T$  — предел текучести материала стенок цилиндра). Объясняется это тем, что с возрастанием толщины стенки нормальные напряжения в тангенциальном направлении  $\sigma_\theta$  быстро убывают, и материал наружных слоев работает малоэффективно.

Разгрузить внутренние слои можно за счет более интенсивного использования наружных. Для этого цилиндр делают составным из двух

частей, надевая одну из них на другую с определенным натягом (обычно с помощью горячей посадки). В таких цилиндрах величина допускаемого внутреннего давления может быть значительно увеличена по сравнению с цельным.

Используя условие равнопрочности внутреннего и внешнего цилиндров, определим эквивалентное напряжение по теории наибольших касательных напряжений с условием Гадолина [1]

$$\sigma_{\text{эkv}}^{\text{II}} = \frac{p}{1-C}. \quad (3)$$

Кроме этого метода, для увеличения несущей способности толстостенного цилиндра может быть применено так называемое автофретирование или автоскрепление, а также азотизация и закалка токами высокой частоты (ТВЧ), позволяющие произвести местное упрочнение материала внутренней поверхности [3]. Эти методы дают такой же (обычно чуть меньший) эффект, как и составные цилиндры.

Несущую способность толстостенного цилиндра можно увеличить за счет изготовления цилиндра со стенкой переменной плотности по радиусу, например металлизированной прессованной древесины (МДП), композитных материалов и др. [5, 7].

В зависимости от технологии изготовления цилиндров контурного прессования ДП-КП при прессовании изнутри или снаружи получают цилиндры, имеющие большую (до 25 %) плотность внутренних или наружных волокон древесины [7]. Если такие цилиндры пропитать легкоплавкими сплавами металлов, то плотности наружных и внутренних волокон будут различаться в 3—4 раза ( $\gamma = 10 \dots 40 \text{ кН/м}^3$ ) [5].

У таких цилиндров как плотность, так и модуль упругости при растяжении и сжатии зависят от радиуса цилиндра.

В общем случае

$$E = E_{\theta} \rho^{\nu},$$

где  $E_{\theta}$ ,  $E$  — модули упругости при растяжении — сжатии соответственно наружного слоя с радиусом  $r_1$  и слоя с текущим радиусом  $r$ ;

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

$\nu$  — показатель степени, характеризующий изменение модуля упругости по радиусу.

Равнопрочности внутренних и наружных слоев можно добиться за счет распределения соответствующим образом плотности материала цилиндра по радиусу.

В толстостенном цилиндре переменной плотности главные напряжения вычисляются по следующим формулам [6]:

на внутреннем слое

$$\sigma_1 = \sigma_{\theta} = \frac{(a+b)C^{2b} - (a-b)}{1-C^{2b}} p;$$

$$\sigma_2 = \sigma_z = 0; \quad \sigma_3 = \sigma_r = -p;$$

на наружном слое

$$\sigma_1 = \sigma_{\theta} = \frac{2b}{C^{a-b-1}(1-C^{2b})} p;$$

$$\sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_r = \sigma_z = 0.$$

Здесь  $a = \nu/2$ ;

$$b = \frac{\sqrt{\nu^2 + 4(1-\mu\nu)K^2}}{2};$$

$\mu = 0,3$  — коэффициент поперечной деформации;  
 $K = \sqrt{E_0/E_r} = 1$  — коэффициент анизотропии материала стенки цилиндра.

Используя уравнение (1), запишем выражение для определения эквивалентных напряжений по теории наибольших касательных напряжений:

на внутреннем волокне

$$\sigma_{\text{эkv}}^{\text{III}} = \frac{(a+b)C^{2b} - (a-b)}{1 - C^{2b}} p + p; \quad (4)$$

на наружном волокне

$$\sigma_{\text{эkv}}^{\text{III}} = \frac{(a+b) - (a-b)C^{2b}}{1 - C^{2b}} p. \quad (5)$$

Условие равнопрочности внутреннего и наружного слоев получаем, приравняв эквивалентные напряжения (4) и (5):

$$\left[ \frac{(a+b)C^{2b} - (a-b)}{1 - C^{2b}} + 1 \right] p = \frac{(a+b) - (a-b)C^{2b}}{1 - C^{2b}} p. \quad (6)$$

В результате численного решения трансцендентного уравнения (6) находим величины  $\nu$  и  $\psi$  ( $\psi$  — отношение плотности внешнего слоя втулки к плотности внутреннего) при относительном геометрическом размере втулки  $C$  от 0,30 до 0,85 включительно.

Затем по формулам (2) — (4) определим эквивалентные напряжения опасных точек следующих толстостенных цилиндров: цельного  $\sigma_{\text{эkv}}^{\text{I}}$ , составного  $\sigma_{\text{эkv}}^{\text{II}}$  и переменной плотности  $\sigma_{\text{эkv}}^{\text{III}}$ .

Результаты сравнительных расчетов  $\nu$ ,  $\psi$ ,  $\sigma_{\text{эkv}}^{\text{I}}$ ,  $\sigma_{\text{эkv}}^{\text{II}}$ ,  $\sigma_{\text{эkv}}^{\text{III}}$  и процентное соотношение трех последних величин сведены в таблицу.

Таким образом, втулка постоянной плотности (цельная и составная) по сравнению с втулкой переменной плотности имеет большее эквивалентное напряжение, изменяющееся соответственно от 110,0 и 36,3 до 16,7 и 8,0 % при изменении относительного геометрического размера  $C$  от 0,30 до 0,85.

Следовательно, ее несущая способность (прочность посадки) будет больше на такую же величину при соотношениях  $C$  и  $\nu$ , приведенных в таблице. Но реально можно изготовить втулки из МДП при  $C$  от 0,60 до 0,85, так как у них плотности наружного слоя не может быть больше плотности внутреннего слоя в четыре раза ( $\psi < 4$ ).

Относительный размер $C$	$\nu$	$\psi$	Эквивалентные напряжения, доли $p$			Расхождение эквивалентных напряжений с $\sigma_{\text{эkv}}^{\text{III}}$ , %	
			$\sigma_{\text{эkv}}^{\text{I}}$	$\sigma_{\text{эkv}}^{\text{II}}$	$\sigma_{\text{эkv}}^{\text{III}}$	$\sigma_{\text{эkv}}^{\text{I}}$	$\sigma_{\text{эkv}}^{\text{II}}$
0,30	3,42	62,50	2,20	1,43	1,05	109,5	36,2
0,40	2,94	14,70	2,38	1,67	1,24	91,9	34,7
0,50	2,64	6,25	2,67	2,00	1,55	72,2	29,0
0,55	2,53	4,54	2,87	2,22	1,76	63,1	26,1
0,60	2,43	3,46	3,13	2,50	2,03	54,2	23,2
0,65	2,36	2,76	3,46	2,86	2,38	45,4	20,2
0,70	2,29	2,26	3,92	3,33	2,85	37,5	16,8
0,75	2,22	1,89	4,57	4,00	3,51	30,2	14,0
0,80	2,17	1,62	5,56	5,00	4,51	23,3	10,9
0,85	2,12	1,41	7,21	6,67	6,17	16,8	8,1

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Биргер И. А., Пановко Я. Г. Прочность, устойчивость, колебания.— М.: Машиностроение, 1968.— Т. II.— 464 с. [2]. Писаренко Г. С. и др. Сопротивление материалов.— Киев: Высш. шк., 1979.— 694 с. [3]. Пономарев С. Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении.— М.: Машгиз, 1958.— Т. II.— 974 с. [4]. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов.— М.: Наука, 1986.— 512 с. [5]. Чубов Н. И. Металлизированная прессованная древесина.— Воронеж: Изд-во Воронеж. ун-та, 1975.— 136 с. [6]. Чернышев Ю. Ф. Напряженное состояние ортотропного цилиндра переменной плотности // Лесн. журн.— 1990.— № 6.— С. 71—75.— (Изв. высш. учеб. заведений). [7]. Шейдин И. А., Пюдик П. Э. Технология производства древесных пластиков и их применение.— М.: Лесн. пром-сть, 1971.— 264 с.

Поступила 28 декабря 1992 г.

УДК 674.053<sup>1</sup>

## АНАЛИЗ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ ДРЕВЕСИНЫ ПРИ ПОЛУЧЕНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЩЕПЫ

Л. В. СЕНЬКЕВИЧ

Архангельский лесотехнический институт

Выбор рациональных параметров фрезерования, обеспечивающих наиболее высокий процент кондиционных фракций технологической щепы, обсуждался в многочисленных экспериментальных и теоретических работах. В экспериментальных исследованиях [4, 6] задача решается методом пробных вариантов и сводится к количественной оценке фракционного состава щепы при тех или иных параметрах резания. Полученные при этом результаты имеют применение, ограниченное диапазоном варьируемых в эксперименте величин. Вместе с тем из рассмотрения исключается процесс образования щепы, что не способствует пониманию механизма отделения элементов щепы и не создает предпосылок целенаправленного изменения варьируемых параметров. Имеющиеся теоретические работы [2] в основном посвящены кинематическому анализу движения лезвия и не вскрывают основных закономерностей образования щепы.

Наиболее полное представление о механизме образования элементов щепы может быть получено при рассмотрении процесса резания, как процесса разрушения древесины под действием напряжений, возникающих в результате внедрения лезвия.

При таком подходе к анализу процесса резания образование элементов щепы может быть представлено в следующей последовательности. При определенной величине внедрения лезвия в области, непосредственно прилегающей к его поверхностям, образуется зона начальных разрушений. Как следует из рассмотрения элементов щепы, эта зона представлена двумя видами: смятие волокон древесины и образование системы трещин, ориентированных вдоль волокон. По мере продвижения лезвия в древесине происходит расширение зоны поврежденных, которое сопровождается ростом нагрузки. Рост продолжается до того момента, пока какая-либо из трещин не переходит в режим нестабильного развития, что соответствует возникновению сквозной трещины с частичным или полным отделением щепы. При этом происходит уменьшение нагрузки, действующей на лезвие, и повторение процесса. Таким образом, процедура расчета процесса резания должна содержать два этапа.

Первый этап состоит в исследовании напряженного состояния в прирезцовой области и его оценке в смысле наступления предельного состояния, которое в данном случае должно расцениваться как образование начальных трещин.