

Теплотехника.— М.: Стройиздат, 1985.— 432 с. [3]. Романенко П. Н., Обливин А. Н., Семенов Ю. П. Теплопередача.— М.: Лесн. пром-сть, 1969.— 432 с.

Поступила 19 мая 1987 г.

УДК 674.053 : 621.933.6.025.7

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КРУГЛЫХ ПИЛ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

В. Н. ПЛЮСНИН, Ц. А. ГОТЛИБ, А. И. ШЕЙНОВ,
В. А. ДЫМОЧКО

Ленинградская лесотехническая академия

В настоящее время наметилась тенденция применения в лесопильном производстве круглопильных станков для раскряга бревен и брусьев. Возможность надежной работы круглопильных станков в высокопроизводительных режимах резания с минимальными потерями древесины в опилки в значительной степени определяется эксплуатационной надежностью режущего инструмента (круглых пил).

В ЛТА проводят теоретические исследования, связанные с разработкой новой конструкции тонких (до 1,5 мм) круглых пил для раскряга брусьев высотой до 250 мм с минимальным объемом потерь древесины в опилки. Их принципиальное отличие от серийно выпускаемых состоит в том, что центральная часть диска пилы разделена технологическими прорезями на спицы, концы которых имеют форму усеченного сектора (рис. 1, а) и расположены с зазором в секторных пазах шайбы с радиальными перемычками между пазами.

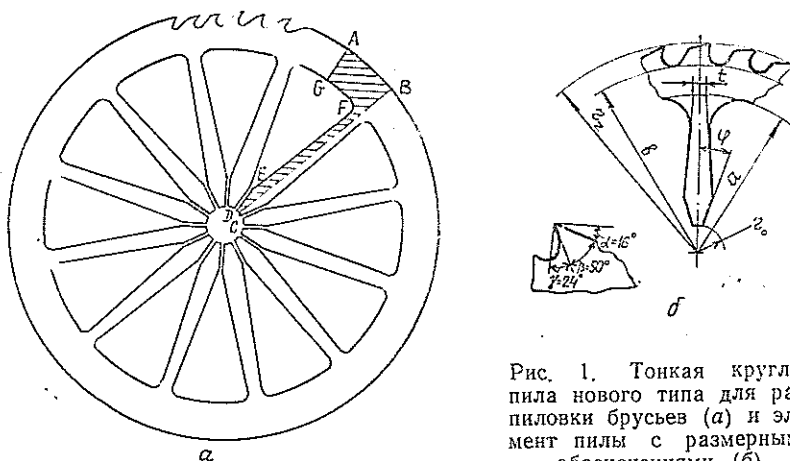


Рис. 1. Тонкая круглая пила нового типа для распиловки брусьев (а) и элемент пилы с размерными обозначениями (б)

При вращении пилы концы спиц могут перемещаться в секторных пазах шайбы в радиальном направлении, обеспечивая самонапряжение периферийной части (обода), имеющей форму узкого кольца. Это позволяет исключить большие радиальные градиенты температурных полей и полей напряжений. Неоднородность нагрузки и местный нагрев в зоне резания компенсируются свободным расширением обода. Тем самым устраняется основной недостаток круглых пил со сплошным диском.

Известно, что во вращающихся дисках, имеющих центральное отверстие, напряжения тем выше, чем больше диаметр отверстия. Кроме

того, спицы создают дополнительную сосредоточенную нагрузку на обод. Поэтому на холостом ходу, когда скорость вращения максимальна, можно ожидать значительного увеличения напряжений в пилах с прорезьями по сравнению с традиционными.

Анализу этих напряжений посвящена настоящая статья. Цель проводимых теоретических исследований — определение оптимальных конструктивных параметров пилы.

При вращении на холостом ходу диск пилы загружен только инерционными силами. Очевидно, в этом случае напряженное состояние зуба интереса не представляет. Если влияние зубьев заменить усилиями, действующими по линии их оснований, то оставшаяся часть диска будет плоской пластинкой постоянной толщины. Отношение толщины диска к его ширине составляет менее 1/45, а все усилия действуют в плоскости диска, так что расчет, естественно, сводится к задаче плоского напряженного состояния.

Рассмотрим обод диска (рис. 1, б).

Наружный контур радиуса b загружен радиальными инерционными силами, действующими со стороны зубьев. Поскольку число зубьев велико, а ширина их оснований мала по сравнению с длиной контура, усилия взаимодействия зубьев с ободом можно считать равномерно распределенными по контуру радиуса b . Соответствующие им напряжения p_0 можно определить по формуле

$$p_0 = \frac{z p_z}{\delta L_b}, \quad (1)$$

$$(p > 0)$$

где p_z — усилие от одного зуба;
 L_b — длина внешнего контура;
 δ — толщина диска пилы;
 z — число зубьев.

Рассматривая единичный зуб пилы как стержень переменного сечения, получим:

$$p_z = \int_b^{r_z} \rho \omega^2 r F(r) dr. \quad (2)$$

Здесь ρ — плотность;
 r — текущий радиус пилы;
 r_z — наружный (наибольший) радиус пилы;
 $F(r)$ — площадь сечения зуба.

Длина внешнего контура

$$L = 2\pi b. \quad (3)$$

Подставим (2) и (3) в формулу (1)

$$p_0 = \frac{z \int_b^{r_z} \rho \omega^2 r F(r) dr}{2\pi b \delta}. \quad (4)$$

Если не учитывать концентрацию напряжений в районе перехода спиц в кольцо, то внутренний контур можно считать загруженным радиальными сосредоточенными силами взаимодействия кольца со спицами. Среднее радиальное напряжение на внутреннем контуре

$$p_i = - \frac{12 \int_{r_0}^a \rho B \omega^2 r dr}{2\pi a}, \quad (5)$$

$$(p_i < 0)$$

где $B(r)$ — ширина спицы;
 a — радиус внутреннего контура кольца;
 r_0 — наименьший радиус спицы.

Распределение радиальных σ_r и тангенциальных σ_θ напряжений в кольце, создаваемых усилиями на наружном p_0 и внутреннем p_i контурах, можно определить по формулам Ламе:

$$\begin{cases} \sigma_{1r} = -\frac{a^2 b^2 (p_0 - p_i)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2} - \frac{p_i a^2 - p_0 b^2}{b^2 - a^2}; \\ \sigma_{1\theta} = \frac{a^2 b^2 (p_0 - p_i)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r^2} - \frac{p_i a^2 - p_0 b^2}{b^2 - a^2}. \end{cases} \quad (6)$$

К ним следует добавить напряжения, вызванные вращением самого кольца

$$\begin{cases} \sigma_{2r} = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 \left(b^2 + a^2 - \frac{a^2 b^2}{r^2} - r^2 \right); \\ \sigma_{2\theta} = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 \left(b^2 + a^2 + \frac{a^2 b^2}{r^2} - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} r^2 \right), \end{cases} \quad (7)$$

и напряжения, связанные с его изгибом в собственной плоскости сосредоточенными силами

$$\begin{cases} \sigma_{3\theta} = \frac{12M(r-b)}{\delta(b-a)^3} + \frac{6M}{(b-a)^{2\delta}} = \frac{6M}{\delta(b-a)^2} \left[1 - 2\frac{b-r}{b-a} \right]; \\ \sigma_{3r} \sim 0. \end{cases} \quad (8)$$

Здесь M — момент в сечении с координатой φ (угол φ отсчитывают от одной из спиц).

Функция $M(\varphi)$ имеет период $\alpha = \frac{2\pi}{n}$, n — число спиц.

$$M = M_0 + T\alpha(1 - \cos \varphi) - \frac{p}{2} a \sin \varphi; \quad (9)$$

$$T = \frac{1}{2} p \operatorname{ctg} \alpha; \quad (10)$$

$$M_0 = \frac{pa}{2} \left[\frac{1 - \cos \alpha}{\alpha} - \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} (\alpha - \sin \alpha) \right]. \quad (11)$$

Здесь p — усилие от одной спицы

$$p = \int_{r_0}^a \rho B \delta \omega^2 r dr. \quad (12)$$

Напряжения в спице в сечении с радиусом r

$$\sigma_{cr} = \frac{1}{B(r)} \int_{r_0}^r \rho B \omega^2 dr. \quad (13)$$

Используем полученные зависимости для расчета напряжений в пиле, конструкция которой представлена на рис. 1 при следующих исходных данных:

$$\begin{array}{llll} \delta = 1,5 \text{ мм}; & a = 370 \text{ мм}; & b = 442,5 \text{ мм}; & r_2 = 457,5 \text{ мм}; \\ r_0 = 40 \text{ мм}; & r_1 = 100 \text{ мм}; & B = 14 \text{ мм}; & B(r_1) = 45,3 \text{ мм}; \\ B(a) = 30 \text{ мм}; & \alpha = 16^\circ; & \beta = 50^\circ; & \gamma = 24^\circ; & h = 15 \text{ мм}; \\ t = 40 \text{ мм}; & l = 19 \text{ мм}. & & & \end{array}$$

Частота вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

В результате вычислений получены следующие величины, условно отнесенные к оси спицы.

Средние радиальные напряжения на внешнем и внутреннем контурах: $p_0 = 0,7 \text{ МПа}$; $p_i = -2,4 \text{ МПа}$.

Напряжения, создаваемые давлениями на внутреннем и наружном контурах (формула (6)):

$$\begin{aligned} r = a; & \quad \sigma_{1r} = p_i = -2,4 \text{ МПа}; & \quad \sigma_{1\theta} = 18,7 \text{ МПа}; \\ r = \frac{a+b}{2}; & \quad \sigma_{1r} = -0,8 \text{ МПа}; & \quad \sigma_{1\theta} = 17,1 \text{ МПа}; \\ r = b; & \quad \sigma_{1r} = p_0 = 0,7 \text{ МПа}; & \quad \sigma_{1\theta} = 15,6 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Напряжения от вращения кольца (формула (7))

$$\begin{aligned} r = a; & \quad \sigma_{2r} = 0; & \quad \sigma_{2\theta} = 35,4 \text{ МПа}; \\ r = \frac{a+b}{2}; & \quad \sigma_{2r} = 1,9 \text{ МПа}; & \quad \sigma_{2\theta} = 31,5 \text{ МПа}; \\ r = b; & \quad \sigma_{2r} = 0; & \quad \sigma_{2\theta} = 28,2 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Напряжения от изгиба кольца при $\varphi = 0$, $M = M_0 = 22,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$:

$$\begin{aligned} r = a; & \quad \sigma_{3\theta} = -12,4 \text{ МПа}; \\ r = \frac{a+b}{2}; & \quad \sigma_{3\theta} = 0; \\ r = b; & \quad \sigma_{3\theta} = 12,4 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

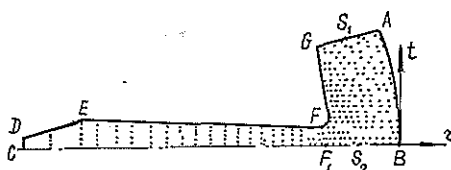
Суммарные напряжения

$$\begin{aligned} r = a; & \quad \sigma_r = -2,4 \text{ МПа}; & \quad \sigma_\theta = 41,7 \text{ МПа}; \\ r = \frac{a+b}{2}; & \quad \sigma_r = 1,1 \text{ МПа}; & \quad \sigma_\theta = 48,5 \text{ МПа}; \\ r = b; & \quad \sigma_r = 0,7 \text{ МПа}; & \quad \sigma_\theta = 56,2 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Напряжение в самой спице в месте перехода ее в кольцо без учета концентрации напряжений (формула (13)): $\sigma_{cr} = 15,6 \text{ МПа}$.

Для проверки приведенных выше приближенных зависимостей вычислим напряжение в полотне пилы с использованием метода конечных элементов (МКЭ) для плоского напряженного состояния. Повторяющийся элемент $ABCDEFGG$ пилы разбивали на 550 треугольных конечных элементов с шестью степенями свободы (шестью узловыми перемещениями в системе координат r, t). Схема разбивки дана на рис. 2.

Рис. 2. Схема автоматической разбивки исследуемой зоны на конечные элементы



Положение узлов в направлении оси t фиксировали с точностью, равной половине интервала печати АЦПУ, вследствие чего линии контура несколько искажены. Сетка сгущается в районе концентрации напряжений у примыкания спицы к кольцу.

К внешнему контуру AB были приложены узловые усилия (замещающие равномерно распределенные напряжения взаимодействия контура с зубьями), вычисляемые по формуле (4). Часть контура $CDEFG$ от напряжений свободна. На линиях BC и AC , вследствие симметрии, запрещены перемещения в направлении, перпендикулярном контуру. Задачу решали с помощью ЭВМ ЕС10-55. Данные напряжений в ободке диска по результатам расчета МКЭ приведены в таблице.

Анализ результатов расчета по МКЭ показал, что наибольшие напряжения $\sigma_\theta = 65 \text{ МПа}$ возникают в районе перехода спицы в кольцо (точка F на рис. 2). Они примерно на 15% выше, чем максимальные напряжения, определенные по приближенным формулам ($\sigma_\theta = 56 \text{ МПа}$ в точке B). В точках, удаленных от зоны перехода, приближенные формулы дают результаты, практически совпадающие

Координата точки r	Обозначение точки	Напряжения, МПа	
		δ_{θ}	σ_r
b	A	50,8	0,7
	B	55,3	0,7
$\frac{a+b}{2}$	S ₁	49,4	1,2
	S ₂	47,5	-1,1
a	G	57,3	0
	F	65,1	—
	F ₁	50,3	-16,2

с точным решением. Для той же пилы, но с полотном в форме диска без прорезей при той же скорости вращения максимальные напряжения (в этом случае они действуют на внутренней поверхности кольца радиусом $r_0 = 40$ мм) составляют $\sigma_{\theta} = 32$ МПа, т. е. примерно в два раза меньше, чем у пилы предлагаемой конструкции.

С учетом имеющегося при холостом ходе запаса прочности, увеличение действующих напряжений в 2 раза опасности не представляет.

Поскольку спица пилы — тонкостенный стержень, следует хотя бы приближенно оценить ее устойчивость.

С ошибкой в безопасную сторону спицу можно считать шарнирно опертой на ободе. Внутренний конец спицы свободно перемещается в осевом направлении, поворот концевое сечения закреплен. Если считать спицу стержнем постоянного поперечного сечения с шириной, равной ее среднему значению, то осевая нагрузка распределяется по закону треугольника с интенсивностью:

$$q = \rho \omega^2 l \delta b_{\text{ср}}, \quad (14)$$

где l — длина спицы;
 $b_{\text{ср}}$ — средняя ширина спицы.

Критическое значение интенсивности при указанной схеме нагружения вычисляли по формуле

$$q_{\text{кр}} = \frac{120EI}{l^3}. \quad (15)$$

Здесь I — момент инерции сечения спицы

$$I = \frac{bh^3}{12}. \quad (16)$$

Подставляя выражения (15) и (16) в уравнение (14), можно найти критическую скорость вращения пилы, при которой спица теряет устойчивость

$$\omega = \frac{h}{l^2} \sqrt{\frac{10E}{\rho}}. \quad (17)$$

Для пилы новой конструкции с рассмотренными параметрами $\omega_{\text{кр}} = 250 \text{ с}^{-1}$, что соответствует $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$.

Таким образом, критическое число оборотов почти в полтора раза превышает рабочее значение $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Тем не менее, расчет показал, что при конструировании диска пилы следует обратить серьезное внимание на устойчивость спицы.

В целом теоретический анализ напряженного состояния пил новой конструкции показал их работоспособность, но окончательные выводы можно сделать только после практической проверки работоспособности пил в лабораторных и полупромышленных условиях.

УДК 624.011.2

О НЕКОТОРЫХ ДОПУЩЕНИЯХ ПРИ РАСЧЕТЕ СОЕДИНЕНИЙ НА СТАЛЬНЫХ СТЕРЖНЯХ, ВКЛЕЕННЫХ В ДРЕВЕСИНУ

Ю. Б. ВЫЛЕГЖАНИН

Кузбасский политехнический институт

Стык на клеенных стальных стержнях — эффективный способ соединения элементов деревянных конструкций. Точный расчет такого стыка затруднен из-за его сложного напряженно-деформированного состояния. Задачу можно решить приближенно, если допустить отсутствие напряжений, перпендикулярных плоскости шва, и заменить фактическое распределение нормальных напряжений по ширине сечения древесины на некоторую среднюю постоянную по ширине сечения величину. Это приводит задачу к одномерной, в которой косвенно учтено сложное напряженно-деформированное состояние [2]. Однако такое решение не удовлетворяет граничным условиям на торцах, а также противоречит уравнению равновесия элементарного участка клееного шва в направлении, перпендикулярном плоскости сдвига.

Так как толщина клееного шва невелика, то приближенно его можно рассматривать как тонкую полимерную пленку, в которой возникают только касательные напряжения. Подобную схему использовали ряд авторов [5, 6] при расчете клееного соединения однородных материалов. В действительности напряженное состояние клееного шва более сложно, чем принято выше. Известны работы [1, 4], в которых приближенно учтены нормальные напряжения в клееном слое.

Из оценки характера распределения напряжений сдвига и влияния толщины клееного шва [4] следует, что эпюры касательных напряжений при двух- и одномерном напряженно-деформированном состоянии тонкого полимерного слоя совпадают по всей длине клееного соединения, за исключением торцевых сечений, при условиях:

$$\begin{aligned} s_2^2/s_1^2 &\leq 24(1 + \mu_{кл})^2 E_d h_d / E_{кл} h_{кл}; \\ s_2^2/s_1^2 &\leq 24(1 + \mu_{кл})^2 E_a d_a / E_{кл} h_{кл}. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь E_d , h_d и $E_{кл}$, $h_{кл}$ — модули упругости и толщина слоев древесины и клея;

$\mu_{кл}$ — коэффициент Пуассона клея;

s_1 и s_2 — корни характеристического уравнения по [4].

При увеличении отношения s_2/s_1 обе эпюры сближаются во все большей области, отличие между ними переносится ближе к торцу элемента. При отношении $s_2/s_1 \geq 20$ различие в ординатах эпюр касательных напряжений в сечении, отстоящем от торца на расстоянии 0,01 длины полимерного слоя, не превышает 10... 15%. Тогда выражения (1) при подстановке значений параметров примут вид

$$h_d/h_{кл} \geq 15; \quad d_a/h_{кл} \geq 0,8. \quad (2)$$

При существующей номенклатуре арматурных стержней второе условие всегда выполняется.