



## МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ И ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.935

*И.С. Лобанова, Г.Ф. Прокофьев*

Лобанова Ирина Станиславовна родилась в 1970 г., окончила в 1993 г. Севмашвуз, старший преподаватель кафедры математики Севмашвуза, аспирант кафедры прикладной механики и основ конструирования АГТУ. Имеет 10 научных работ в области математического моделирования физических процессов при резании, прикладной механики и лесопильного оборудования.



Прокофьев Геннадий Федорович родился в 1940 г., окончил в 1964 г. Архангельский лесотехнический институт, профессор, доктор технических наук, профессор кафедры прикладной механики Архангельского государственного технического университета, действительный член РАЕН. Имеет более 200 печатных работ в области прикладной механики и интенсификации переработки древесины путем совершенствования лесопильного оборудования и дереворежущего инструмента.



### РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО РАДИУСА ИЗГИБА ПОЛОСОВОЙ ПИЛЫ ПРИ ОЦЕНКЕ НАЧАЛЬНОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ

Дан расчет оптимального радиуса изгиба полосовой (рамной или ленточной) пилы для определения степени вальцевания по величине световой щели с учетом размеров поперечного сечения полотна пилы.

*Ключевые слова:* радиус изгиба полотна пилы, оценка начального напряженного состояния пил, рамные и ленточные пилы, степень вальцевания, собственная жесткость пилы.

Известно, что одним из способов повышения жесткости и устойчивости полосовых пил является создание остаточных напряжений, благоприятно распределенных по ширине поперечного сечения пилы. Чаще всего прибегают к вальцеванию полотна пилы [5, 6], которое заключается в прокатке средней зоны полотна пилы между роликами. При этом у кромок пилы возникают остаточные растягивающие напряжения, а в средней части полотна – остаточные сжимающие напряжения. Наличие остаточных напряжений увеличивает собственную жесткость пилы на кручение, тем самым повышая ее начальную жесткость и устойчивость.

На производстве остаточные напряжения, полученные пилой в процессе вальцевания, оценивают величиной световой щели, т. е. величиной прогиба  $f$  поперечного сечения полотна пилы при его изгибе в плоскости

минимальной жесткости. Величина световой щели является сравнительной характеристикой вальцевания, позволяющей оценить напряжения вальцевания, что важно при расчете прочности пилы. Отсюда вытекает необходимость получения оптимального радиуса изгиба полотна пилы, при котором величина световой щели максимальна. До сих пор рекомендуемые радиусы изгиба полотна полосовых пил определяли на основе экспериментальных данных [1]. В работе [3] рекомендуемый радиус для контроля напряженного состояния полотна ленточных пил составляет 1250 ... 1750 мм, в [5] для рамных пил – 1750 мм. Авторы [1] рекомендуют изгибать пилу по радиусу шкива ленточнопильного станка (1500 ... 2400 мм) или по радиусу 2000 мм.

Поэтому для определения величины прогиба  $f$  необходимо построить математическую модель, обосновать величину оптимального радиуса  $R$  и оценить влияние на него параметров пилы и степени вальцевания.

Рассмотрим бесконечно малый элемент полосы и действующие на него усилия (рис.1). Образующие пилы параллельны оси  $X$ , а средняя линия любого поперечного сечения представляет собой дугу окружности радиуса  $R$ . Удлинение  $\varepsilon$  любой образующей находим по выражению

$$\varepsilon = -\frac{y}{R},$$

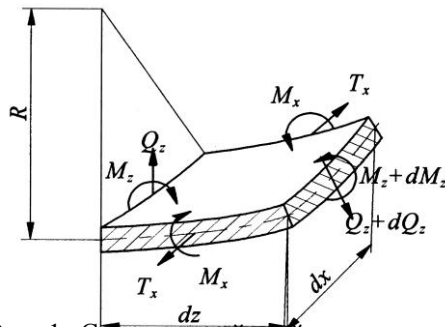


Рис. 1. Схема усилий, действующих на бесконечно малый элемент полосы

где  $y$  – координата точки пересечения образующей с плоскостью сечения;

$R$  – радиус кривизны образующей (равен радиусу шкива).

Продольное усилие  $T_x$  находим по формуле

$$T_x = R \frac{d^2 M_z}{dz^2}. \quad (1)$$

Кривизна в плоскости  $YOZ$  равна  $\frac{d^2 y}{dz^2}$ , а в плоскости  $YOX$  –  $\frac{1}{R}$ .

Следовательно, для изгибающего момента имеем

$$M_z = D \left( \frac{d^2 y}{dz^2} + \frac{\mu}{R} \right),$$

где  $D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$  – цилиндрическая жесткость;

$\delta$  – толщина пилы;

$\mu$  – коэффициент Пуассона,  $\mu = 0,3$ .

Отсюда получаем [2]:

$$\frac{d^4 y}{dz^4} + \frac{12(1-\mu^2)}{R^2 \delta^2} y = 0. \quad (3)$$

Так как в полотне пилы существуют остаточные напряжения, например от ее вальцевания, запишем уравнение для определения формы поперечного сечения:

$$\frac{d^4 y}{dz^4} + \frac{12(1-\mu^2)}{R^2 \delta^2} y = \sigma(z) \frac{12(1-\mu^2)}{ER \delta^2}, \quad (4)$$

где  $\sigma(z)$  – функция, описывающая распределение остаточных напряжений в полотне пилы.

Пусть распределение напряжений задано законом

$$\sigma(z) = \left\{ \begin{array}{ll} \sigma_{\text{а}}^{\delta} & \text{ïðè} \quad -\frac{b}{2} \leq z \leq -\frac{c}{2} \\ -\sigma_{\text{а}}^{\text{с}} & \text{ïðè} \quad -\frac{\tilde{n}}{2} < z < \frac{\tilde{n}}{2} \\ \sigma_{\text{а}}^{\delta} & \text{ïðè} \quad \frac{c}{2} \leq z \leq \frac{b}{2} \end{array} \right\}, \quad (5)$$

где,  $\sigma_{\text{а}}^{\delta}, \sigma_{\text{а}}^{\text{с}}$  – допускаемые остаточные напряжения растяжения и сжатия;

$$c = \frac{\sigma_{\text{а}}^{\delta}}{\sigma_{\text{а}}^{\delta} + \sigma_{\text{а}}^{\text{с}}} b.$$

Решение уравнения (4) с заданным распределением (5) имеет следующий вид:

при  $0 < z < \frac{\tilde{n}}{2}$

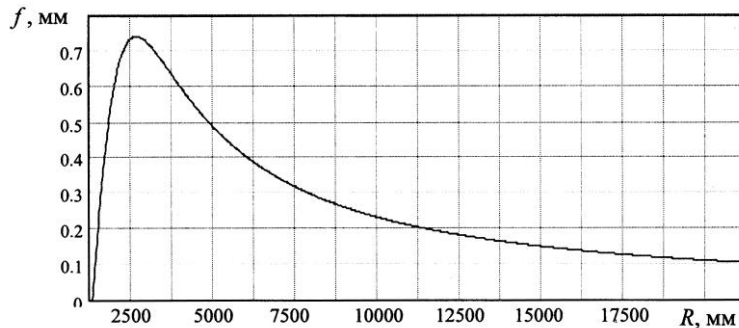
$$y_1 = C_1 \text{ch} \frac{kz}{R} \cos \frac{kz}{R} + C_2 \text{sh} \frac{kz}{R} \sin \frac{kz}{R} + C_3 \text{ch} \frac{kz}{R} \sin \frac{kz}{R} + C_4 \text{sh} \frac{kz}{R} \cos \frac{kz}{R} - \frac{\sigma_{\text{а}}^{\text{с}} R}{\mathring{A}};$$

при  $\frac{c}{2} < z < \frac{b}{2}$

$$y_2 = C_5 \text{ch} \frac{kz}{R} \cos \frac{kz}{R} + C_6 \text{sh} \frac{kz}{R} \sin \frac{kz}{R} + C_7 \text{ch} \frac{kz}{R} \sin \frac{kz}{R} + C_8 \text{sh} \frac{kz}{R} \cos \frac{kz}{R} + \frac{\sigma_{\text{а}}^{\delta} R}{\mathring{A}},$$

где  $k = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)R^2}{\delta^2}}$ .

Константы  $C_i, i = 1, 8$  определяются из граничных условий и являются функциями параметров пилы и условий вальцевания:

Рис. 2. Зависимость величины прогиба  $f$  от радиуса  $R$  изгиба пилы

$$y_1'(0) = 0; \quad y_1''(0) = 0; \quad y_2''\left(\frac{b}{2}\right) = -\frac{\mu}{R}; \quad y_2'''(b/2) = 0;$$

$$y_1\left(\frac{c}{2}\right) = y_2\left(\frac{c}{2}\right); \quad y_1'\left(\frac{c}{2}\right) = y_2'\left(\frac{c}{2}\right); \quad y_1''\left(\frac{c}{2}\right) = y_2''\left(\frac{c}{2}\right); \quad y_1'''\left(\frac{c}{2}\right) = y_2'''\left(\frac{c}{2}\right).$$

Последние четыре выражения – условия сопряжения на границе двух участков. Тогда  $f = y(0) - y(b/2)$ .

На рис. 2 отражена связь между прогибом  $f$  и радиусом  $R$  продольного изгиба пилы со следующими значениями параметров:  $b = 150$  мм,  $\delta = 1,2$  мм,  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа, напряжения растяжения 125 МПа, напряжения сжатия 85 МПа. Характер кривой, полученной аналитически совпадает с зависимостью  $f$  от  $R$ , полученной экспериментально [2].

На рис. 3 показано влияние ширины  $b$  и толщины  $\delta$  ленточных пил на величину оптимального радиуса  $R$ .

#### Выводы

1. Установлено, что величина оптимального радиуса изгиба пилы не зависит от начального напряженного состояния (степени вальцевания) полотна пилы, т.е. остается неизменной при изменении усилия вальцевания, ширины следа, а также числа следов вальцевания.

2. Величина опти-

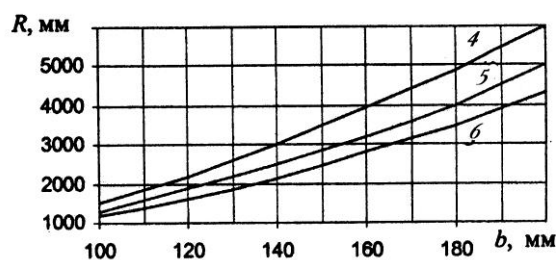
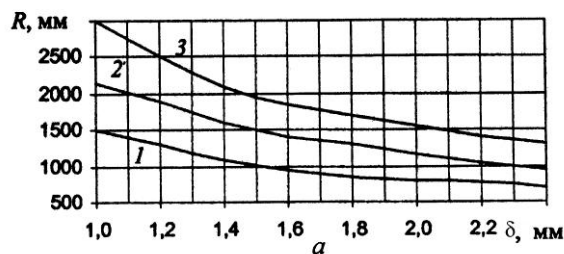


Рис. 3. Зависимость оптимального радиуса продольного изгиба пилы от ее толщины ( $a$ ) и ширины ( $b$ ): 1 –  $\delta = 100$  мм; 2 – 120; 3 – 140 мм; 4 –  $\delta = 1,0$  мм; 5 – 1,2; 6 – 1,4 мм

мального радиуса возрастает с увеличением ширины полотна пилы и уменьшается с увеличением толщины.

3. Контроль напряженного состояния полотна пилы предложено производить при ее изгибе по радиусу, равному или близкому к оптимальному, так как абсолютная величина прогиба при оптимальном радиусе увеличивается. При этом уменьшается относительное влияние ошибок измерений, связанных с дефектами формы полотна пилы и погрешностями измерения.

4. Для рамных пил, имеющих толщину 2,0 ... 2,5 мм и ширину полотна 100 ... 160 мм, рекомендуемый радиус изгиба пилы  $R = 1500$  мм; для делительных ленточных пил (1,0 ... 1,2 мм и 100 ... 120 мм) – 1750 мм; для ленточных пил, предназначенных для распиловки бревен и брусьев, (1,6 ... 2,0 мм и 160 ... 200 мм) – 2500 мм.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Власов В.П., Жернокуй М.А., Кузнецов А.М. Технологические режимы. РИ 05-00. Подготовка ленточных пил для распиловки бревен и брусьев. – Красноярск: СибНИИЛП, 1980. – 108 с.
2. Настенко А.А. Подготовка ленточных пил. – М.: Лесн. пром-сть, 1989. – 152 с.
3. Настенко А.А., Веселков В.И. Технологические режимы. РИ 04-00. Подготовка делительных ленточных пил. – Архангельск: ЦНИИМОД, 1976. – 67 с.
4. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. – М.: Наука, 1979. – 384 с.
5. Прокофьев Г.Ф. Технологические режимы. РПИ 6.1-00. Подготовка рамных пил. – Архангельск: ЦНИИМОД, 1987. – 40 с.
6. Феоктистов А.Е. Ленточнопильные станки. М.: Лесн. пром-сть, 1976. – 152 с.

Севмашвтуз

Архангельский государственный  
технический университет

Поступила 2.09.03

*I.S. Lobanova, G.F. Prokofjev*

#### **Calculation of Optimal Radius of Strip Saw Bend at Initial Tension Assessment**

Calculation of optimal bend radius of a strip saw (frame or band one) for determining the milling degree based on a light slot taking into account saw cross-sectional dimensions.

