

УДК 621.935

И.И. Иванкин, Г.Ф. Прокофьев, А.А. Банников

Иванкин Илья Игоревич родился в 1971 г., окончил в 1994 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, доцент кафедры робототехнических систем, машин и оборудования лесного комплекса, проректор по информационным технологиям Архангельского государственного технического университета. Имеет более 60 печатных работ в области совершенствования лесопильного оборудования и инструмента.



Прокофьев Геннадий Федорович родился в 1940 г., окончил в 1964 г. Архангельский лесотехнический институт, профессор, доктор технических наук, профессор кафедры прикладной механики и основ конструирования Архангельского государственного технического университета, действительный член РАЕН. Имеет более 250 печатных работ в области прикладной механики и интенсификации переработки древесины путем совершенствования лесопильного оборудования и дереворежущего инструмента.



Банников Анатолий Анатольевич родился в 1971 г., окончил в 1996 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики и основ конструирования Архангельского государственного технического университета. Имеет более 10 печатных работ в области совершенствования лесопильного оборудования и инструмента.

**НАЧАЛЬНАЯ ЖЕСТКОСТЬ ПОЛОСОВЫХ ПИЛ.
ОБЩИЙ СЛУЧАЙ**

Получены формулы для определения начальной жесткости полосовых пил энергетическим методом с учетом эксцентриситета линии натяжения и начального напряженного состояния, создаваемого вальцеванием, а также формулы для расчета критического и оптимального относительных эксцентриситетов линии натяжения.

Ключевые слова: начальная жесткость, полосовая пила, эксцентриситет линии натяжения, начальное напряженное состояние.

В лесопилении для распиловки бревен и брусьев широко применяют ленточнопильные станки и лесопильные рамы, у которых в качестве режущего инструмента установлены пилы, представляющие собой в зоне резания стальные полосы с насеченными на одной из кромок зубьями.

Целью данной статьи является вывод формул для определения начальной жесткости полосовой пилы с учетом эксцентриситета линии натяжения и начального напряженного состояния, создаваемого вальцеванием.

Производительность и качество пиления в значительной степени зависят от точности получаемых пиломатериалов. Для ее повышения необходимо, с одной стороны, уменьшать силы, действующие на пилу, с другой – повышать способность пил противодействовать этим силам [3].

Способность пил противодействовать боковым силам характеризуется их жесткостью. Следует различать три вида жесткости пилы [3]: собственная жесткость j_c – жесткость пилы, не растянутой внешними силами; начальная жесткость j_n – жесткость растянутой пилы при отсутствии сил резания; рабочая жесткость j_p – жесткость пилы в работе при воздействии на нее сил сопротивления резанию.

Собственная жесткость пил зависит от размеров поперечного сечения, свободной длины и начального напряженного состояния. Начальное напряженное состояние пилы можно получить вальцеванием или термопластической обработкой.

Для определения рабочей жесткости пилы, по которой оценивают точность пиления [3], необходимо знать ее начальную жесткость.

Начальная жесткость пилы определяет какую боковую силу Q необходимо приложить к ней, чтобы отклонить ее на 1 мм в месте приложения силы (у режущей кромки на середине свободной длины пилы). Отсюда следует, что для определения начальной жесткости необходимо знать величину прогиба растянутой пилы w под действием боковой силы Q :

$$j_n = \frac{Q}{w}. \quad (1)$$

В работе [6] с использованием энергетического метода Рэлея–Ритца выполнено теоретическое определение начальной жесткости полосовых пил. Для нахождения неопределенных параметров (a_k, b_k, c_k, d_k) , входящих в ряд, выражающий прогиб пилы, на ЭВМ было решено n систем четырех уравнений, далее определены прогиб и начальная жесткость пилы. Недостатками этого метода являются отсутствие конечной формулы для расчета начальной жесткости и относительная сложность.

В работе [7] на основании энергетического метода в постановке проф. С.П. Тимошенко [8, 9] была получена формула для определения начальной жесткости полосовой пилы при сосредоточенной нагрузке, а в работе [2] – при распределенной нагрузке. В работе [5] выполнены теоретические исследования начальной жесткости полосовых пил при сосредоточенной нагрузке с учетом зазора между пилой и направляющими.

Общий недостаток вышеперечисленных работ – определение начальной жесткости полосовой пилы без учета эксцентриситета линии натяжения и начального напряженного состояния пилы.

Рассмотрим расчетную схему (рис. 1) для определения прогибов пилы при сосредоточенной нагрузке.

Провальцованная пила, имеющая толщину s , ширину полотна b и свободную длину (расстояние между опорами) l , растянута силой N , приложенной с эксцентриситетом e относительно оси симметрии полотна пилы. Боковая сила Q действует в точке a , имеющей координаты x_a, y_a, z_a . Прогиб пилы определим в точке c с координатами x, y, z , используя энергетический метод [8, 9].

Потенциальная энергия деформации пилы U складывается из потенциальных энергий растяжения U_p , изгиба $U_{из}$ и кручения $U_{кр}$ [9]:

$$U = U_p + U_{из} + U_{кр} = \frac{1}{2} \int_0^l \int_{-b/2}^{b/2} N_x \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 dx dz + \frac{B}{2} \int_0^l \left(\frac{d^2 u}{dz^2} \right)^2 dz + \frac{C}{2} \int_0^l \left(\frac{d\beta}{dz} \right)^2 dz, \quad (2)$$

где N_x – нормальные усилия от действия силы растяжения N и вальцевания, приходящиеся на единицу ширины полотна пилы, Н/мм;

$B = EJ_x$ – жесткость пилы при изгибе, Н·мм²;

E – модуль упругости материала пилы, МПа;

$J_x = bs^3/12$ – момент инерции сечения пилы при изгибе, мм⁴;

u – прогиб оси сечения пилы при изгибе, мм;

$C = GJ_p$ – жесткость пилы при кручении, Н·мм²;

G – модуль сдвига материала пилы, МПа;

J_p – момент инерции сечения пилы при кручении, мм⁴;

β – угол поворота сечения пилы при кручении, рад.

Деформация полотна пилы складывается из прогиба продольной оси пилы и поворота сечения пилы вокруг нее (рис. 1).

Нормальные усилия от действия силы растяжения и от вальцевания, приходящиеся на единицу ширины полотна пилы,

$$N_x = \sigma_N s + \sigma_{вал} s, \quad (3)$$

где σ_N – напряжения от действия силы N , Н/мм²;

$\sigma_{вал}$ – напряжения от начального напряженного состояния (вальцевания пилы), Н/мм².

Продольная сила N приложена с эксцентриситетом, поэтому

$$\sigma_N = \frac{N}{bs} + \frac{Nex}{J_y}, \quad (4)$$

где $J_y = sb^3/12$ – момент инерции сечения пилы при изгибе от эксцентриситета приложения силы N , мм⁴.

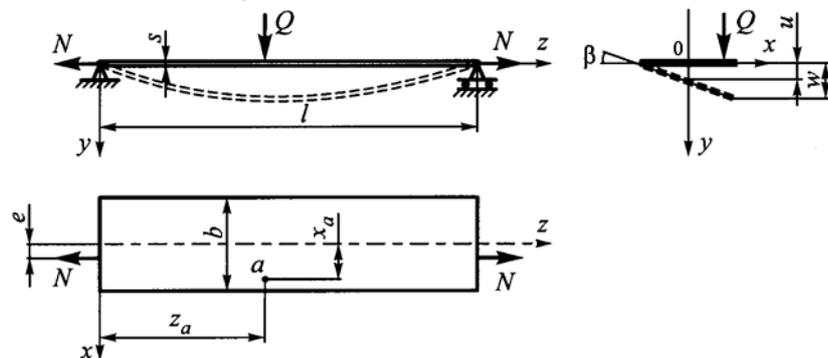


Рис. 1. Расчетная схема для определения прогибов пилы при сосредоточенной нагрузке

В формуле (4) первое слагаемое – напряжения растяжения от действия силы N , приложенной к оси симметрии полотна пилы, второе – напряжения изгиба от эксцентриситета приложения силы N .

После подстановки в (4) относительного эксцентриситета $\varepsilon = e/b$ и момента инерции сечения пилы J_y получаем

$$\sigma_N = \frac{N}{bs} + \frac{12N \varepsilon x}{sb^2}. \quad (5)$$

Рассмотрим методику [4] определения напряжений от начального напряженного состояния (вальцевания) пилы $\sigma_{\text{вал}}$.

При вальцевании пила получает начальные напряжения, которые, очевидно, должны повлиять на ее начальную жесткость. Примем, что пила до вальцевания не имела начальных напряжений, а нормальные напряжения от вальцевания подчиняются параболическому закону.

Эпюра напряжений от вальцевания приведена на рис. 2. В результате вальцевания максимальные растягивающие напряжения σ_{max} возникают у передней и задней кромок, минимальные σ_{min} – в середине полосы пилы. Степень вальцевания характеризуется величиной

$$\Delta\sigma = \sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}.$$

Согласно исследованиям проф. А.Э. Грубе [1], величина $\Delta\sigma$, Н/мм², находится в прямой зависимости от стрелы прогиба f поперечного сечения полотна пилы и может быть определена по формуле

$$\Delta\sigma = \frac{f}{R} E, \quad (6)$$

где R – радиус окружности изгиба пилы, мм.

Напряжение на расстоянии x от оси симметрии выразим уравнением

$$\sigma_x = ax^2 - \sigma_{\text{min}}.$$

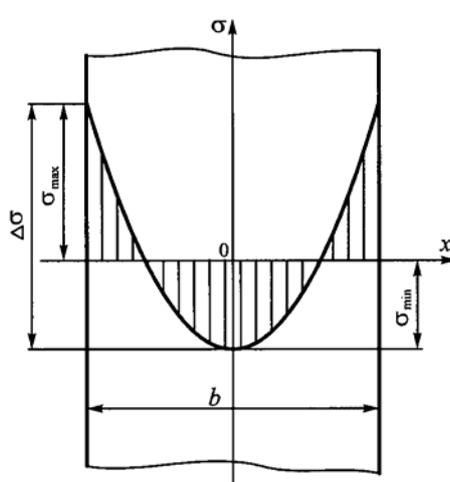


Рис. 2. Эпюра напряжений от вальцевания

Определим коэффициент a . При $x = \pm b/2$ напряжение $\sigma_x = \sigma_{\max}$, тогда

$$\sigma_{\max} = \frac{ab^2}{4} - \sigma_{\min}.$$

Откуда

$$a = \frac{4(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{b^2} = \frac{4\Delta\sigma}{b^2};$$

$$\sigma_x = 4 \frac{\Delta\sigma}{b^2} x^2 - \sigma_{\min}. \quad (7)$$

Так как провальцованная пила находится в равновесии, растягивающие напряжения уравниваются сжимающими, т. е.

$$2 \int_0^{\frac{b}{2}} \sigma_x dx = 0;$$

$$2 \int_0^{\frac{b}{2}} \left(4 \frac{\Delta\sigma}{b^2} x^2 - \sigma_{\min} \right) dx = 8 \frac{\Delta\sigma}{b^2} \frac{b^3}{24} - \frac{2\sigma_{\min}b}{2} = \frac{\Delta\sigma}{3} b - \sigma_{\min} b = 0; \quad \sigma_{\min} = \frac{\Delta\sigma}{3}. \quad (8)$$

Подставим (8) в уравнение (7):

$$\sigma_{\text{вал}} = \sigma_x = 4 \frac{\Delta\sigma}{b^2} x^2 - \frac{\Delta\sigma}{3} = \Delta\sigma \left(\frac{4}{b^2} x^2 - \frac{1}{3} \right). \quad (9)$$

После подстановки выражений (5) и (9) в (3) получим

$$N_x = \frac{N}{b} \left(1 + \frac{12N \partial x}{b} \right) + \Delta\sigma s \left(\frac{4}{b^2} x^2 - \frac{1}{3} \right). \quad (10)$$

Выразим прогиб оси сечения пилы на расстоянии z от одного из концов, принятого за начало координат, как

$$u = \sum_{n=1}^{n=\infty} \bar{u}_n \sin \frac{n \pi z}{l}, \quad (11)$$

а угол поворота сечения пилы, расположенного на расстоянии z от одного из концов, как

$$\beta = \sum_{n=1}^{n=\infty} \bar{\beta}_n \sin \frac{n \pi z}{l}. \quad (12)$$

Тогда прогиб любой точки пилы определим по формуле

$$w = u + \beta x = \sum_{n=1}^{n=\infty} \left(\bar{u}_n \sin \frac{n \pi z}{l} + \bar{\beta}_n x \sin \frac{n \pi z}{l} \right). \quad (13)$$

Подставив выражения (10) – (13) в (2) и выполнив соответствующие преобразования, получим уравнение для определения потенциальной энергии деформации пилы:

$$U = N \frac{\pi^2}{4l} \sum_{n=1}^{n=\infty} n^2 \left(\bar{u}_n^2 + \bar{\beta}_n^2 \frac{b^2}{12} \right) + \frac{\pi^4}{4l^3} B \sum_{n=1}^{n=\infty} n^4 \bar{u}_n^2 + \frac{\pi^2}{4l} C \sum_{n=1}^{n=\infty} n^2 \bar{\beta}_n^2 + \frac{\pi^2 b}{2l} \sum_{n=1}^{n=\infty} n^2 \left(N \varepsilon \bar{u}_n \bar{\beta}_n + \frac{1}{90} \Delta \sigma s b^2 \bar{\beta}_n^2 \right). \quad (14)$$

Известно, что в случае устойчивого равновесия полная потенциальная энергия системы Π минимальна. Полная потенциальная энергия пилы, отклоненной под действием силы Q :

$$\Pi = U - W, \quad (15)$$

где W – потенциальная энергия внешней нагрузки равна работе, совершаемой силой Q :

$$W = Q \sum_{n=1}^{n=\infty} \left(\bar{u}_n \sin \frac{n\pi z_a}{l} + \bar{\beta}_n x_a \sin \frac{n\pi z_a}{l} \right). \quad (16)$$

Полная потенциальная энергия системы

$$\Pi = N \frac{\pi^2}{4l} \sum_{n=1}^{n=\infty} n^2 \left(\bar{u}_n^2 + \bar{\beta}_n^2 \frac{b^2}{12} \right) + \frac{\pi^4}{4l^3} B \sum_{n=1}^{n=\infty} n^4 \bar{u}_n^2 + \frac{\pi^2}{4l} C \sum_{n=1}^{n=\infty} n^2 \bar{\beta}_n^2 + \frac{\pi^2 b}{2l} \times \sum_{n=1}^{n=\infty} n^2 \left(N \varepsilon \bar{u}_n \bar{\beta}_n + \frac{1}{90} \Delta \sigma s b^2 \bar{\beta}_n^2 \right) - Q \sum_{n=1}^{n=\infty} \left(\bar{u}_n \sin \frac{n\pi z_a}{l} + \bar{\beta}_n x_a \sin \frac{n\pi z_a}{l} \right). \quad (17)$$

В случае устойчивого равновесия будем иметь систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \bar{u}_n} &= \frac{n^2 \pi^2}{2l} \left(\frac{n^2 \pi^2 B}{l^2} + N + \frac{Nb \varepsilon \bar{\beta}_n}{\bar{u}_n} \right) - Q \sin \frac{n\pi z_a}{l} = 0; \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \bar{\beta}_n} &= \frac{n^2 \pi^2}{2l} \left(C + \frac{Nb^2}{12} + \frac{Nb \varepsilon \bar{u}_n}{\bar{\beta}_n} + \frac{\Delta \sigma s b^3}{45} \right) - Q x_a \sin \frac{n\pi z_a}{l} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

После решения и преобразований системы (18) получим

$$\bar{u}_n = \frac{2Ql^3 \left(\frac{Nb^2}{12} - Nb \varepsilon x_a + C + \frac{\Delta \sigma s b^3}{45} \right) \sin \frac{n\pi z_a}{l}}{n^2 \pi^2 \left[\frac{Nb^2}{12} B n^2 \pi^2 + N^2 b^2 l^2 \left(\frac{1}{12} - \varepsilon^2 \right) + \left(\frac{\Delta \sigma s b^3}{45} + C \right) (B n^2 \pi^2 + N l^2) \right]}; \quad (19)$$

$$\bar{\beta}_n = \frac{2Ql (B n^2 \pi^2 x_a + N l^2 [x_a - \varepsilon b]) \sin \frac{n\pi z_a}{l}}{n^2 \pi^2 \left[\frac{Nb^2}{12} B n^2 \pi^2 + N^2 b^2 l^2 \left(\frac{1}{12} - \varepsilon^2 \right) + \left(\frac{\Delta \sigma s b^3}{45} + C \right) (B n^2 \pi^2 + N l^2) \right]}. \quad (20)$$

После подстановки (19) и (20) в (13) получим следующую формулу для определения прогибов пилы:

$$w = \frac{2Ql}{\pi^2} \sum_{n=1}^{n=\infty} \left\{ \frac{l^2 \left(\frac{Nb^2}{12} - Nb\vartheta x_a + C + \frac{\Delta\sigma sb^3}{45} \right) + x \left(Bn^2\pi^2 x_a + Nl^2[x_a - \vartheta b] \right)}{n^2 \left[\frac{Nb^2}{12} Bn^2\pi^2 + N^2 b^2 l^2 \left(\frac{1}{12} - \vartheta^2 \right) + \left(\frac{\Delta\sigma sb^3}{45} + C \right) \left(Bn^2\pi^2 + Nl^2 \right) \right]} \times \right. \\ \left. \times \sin \frac{n\pi z_a}{l} \sin \frac{n\pi z}{l} \right\}. \quad (21)$$

С учетом выражения (1) для случая, имеющего практическое значение, когда прогиб определяется в точке действия боковой силы Q , которая приложена к кромке пилы ($x = x_a = b/2$) на середине ее свободной длины ($z = z_a = l/2$), получим формулу для начальной жесткости полосовой пилы при сосредоточенной нагрузке:

$$j_n = \frac{1}{\frac{2l}{\pi^2} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{n=\infty} \frac{l^2 \left(\frac{Nb^2}{12} [1 - 6\vartheta] + C + \frac{\Delta\sigma sb^3}{45} \right) + \frac{b^2}{4} \left(Bn^2\pi^2 + Nl^2 [1 - 2\vartheta] \right)}{n^2 \left[\frac{Nb^2}{12} Bn^2\pi^2 + N^2 b^2 l^2 \left(\frac{1}{12} - \vartheta^2 \right) + \left(\frac{\Delta\sigma sb^3}{45} + C \right) \left(Bn^2\pi^2 + Nl^2 \right) \right]}. \quad (22)$$

Расчетная схема для определения прогибов пилы при распределенной нагрузке приведена на рис. 3.

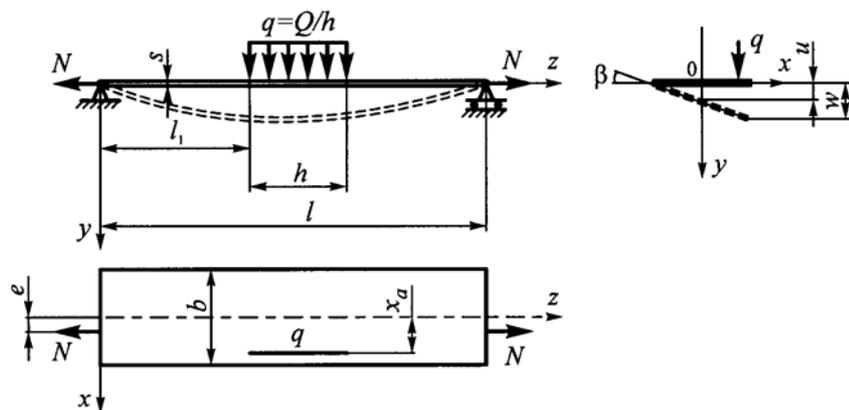


Рис. 3. Расчетная схема для определения прогибов пилы при распределенной нагрузке

Полный прогиб пилы при распределенной нагрузке можно определить из выражения (21) после его интегрирования по $z_a = l_1 \dots (l_1 + h)$:

$$w = \frac{2ql^2}{\pi^3} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{l^2 \left(\frac{Nb^2}{12} - \frac{Nb^2\vartheta}{2} + C + \frac{\Delta\sigma sb^3}{45} \right) + x (Bn^2\pi^2 x_a + Nl^2[x_a - \vartheta b])}{n^3 \left[\frac{Nb^2}{12} Bn^2\pi^2 + N^2 b^2 l^2 \left(\frac{1}{12} - \vartheta^2 \right) + \left(\frac{\Delta\sigma sb^3}{45} + C \right) (Bn^2\pi^2 + Nl^2) \right]} \times \right. \\ \left. \times \left(\cos \frac{n\pi l_1}{l} - \cos \frac{n\pi (l_1 + h)}{l} \right) \sin \frac{n\pi z}{l} \right\}, \quad (23)$$

где q – распределенная нагрузка, Н/мм, $q = Q/h$;

h – протяженность распределенной нагрузки (высота пропила), мм;

l_1 – расстояние от левой опоры до начала действия распределенной нагрузки, мм.

С учетом выражения (1) для случая, имеющего практическое значение, когда распределенная нагрузка q приложена к кромке пилы ($x_a = b/2$), а прогиб w определяется в точке $x = x_a$, $z = (l_1 + h/2)$, получим формулу для определения начальной жесткости полосовой пилы при распределенной нагрузке:

$$j_n = \frac{1}{\frac{2l^2}{\pi^3 h} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{l^2 \left(\frac{Nb^2}{12} - \frac{Nb^2\vartheta}{2} + C + \frac{\Delta\sigma sb^3}{45} \right) + \frac{b^2}{4} (Bn^2\pi^2 + Nl^2[1 - 2\vartheta])}{n^3 \left[\frac{Nb^2}{12} Bn^2\pi^2 + N^2 b^2 l^2 \left(\frac{1}{12} - \vartheta^2 \right) + \left(\frac{\Delta\sigma sb^3}{45} + C \right) (Bn^2\pi^2 + Nl^2) \right]} \times \right. \\ \left. \times \left(\cos \frac{n\pi l_1}{l} - \cos \frac{n\pi (l_1 + h)}{l} \right) \sin \frac{n\pi (l_1 + h/2)}{l} \right\}}. \quad (24)$$

Анализируя формулы (22) и (24), можно оценить влияние различных факторов на начальную жесткость полосовых пил и показать пути ее повышения.

Пусть имеем следующие параметры ленточной пилы: $l = 400$ мм, $s = 1$ мм, $N = 5000$ Н, $b = 110$ мм, $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа, $\vartheta = 0$, $\Delta\sigma = 0$, $h = 1$. После их подстановки в формулу (24) с учетом только первых четырех членов ряда ($n = 1, 3, 5, 7$) получим $j_n = 18,6$ Н/мм, а при $n = 1, 3, 5 \dots 1001 - j_n = 17,9$ Н/мм. Таким образом, погрешность составляет 3,8 %, что приемлемо для практических целей.

Результаты расчетов показывают большое влияние на начальную жесткость пилы распределения нагрузки. Замена распределенной нагрузки по высоте пропила на сосредоточенную дает погрешность в определении начальной жесткости, которая может достигать 40 ... 50 %. Например, при $h = l = 400$ мм для приведенных выше параметров ленточной пилы $j_n = 34,9$ Н/мм.

Относительный эксцентриситет	Начальная жесткость ленточной пилы, Н/мм, при силе натяжения, кН		
	40	50	60
0,00	61,5	73,0	84,4
0,05	69,4	82,6	95,6
0,10	76,9	91,5	106,0
0,15	83,8	99,5	115,0
0,20	89,6	105,5	121,5
0,25	93,1	108,1	122,1
0,30	90,4	98,6	104,0

Формулу (22) можно использовать для оценки относительной эффективности мероприятий, направленных на повышение начальной жесткости полосовых пил. При расчете режимов пиления древесины необходимо учитывать распределение по высоте пропила действующей на пилу нагрузки.

Большим резервом повышения начальной жесткости полосовых пил является установка их с эксцентриситетом линии натяжения, так как она не требует никаких затрат, но дает значительный эффект.

Рассмотрим начальную жесткость рамной пилы со следующими параметрами: $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа, $l = 1000$ мм, $b = 150$ мм, $s = 2,2$ мм. Напряжения от вальцевания не учитывают (разности внутренних напряжений у режущей кромки и в центре пилы $\Delta\sigma = 0$), $h = 200$ мм, $l_1 = (l - h)/2$. В таблице приведены результаты расчетов начальной жесткости j_n этой пилы в зависимости от относительного эксцентриситета линии натяжения при силе натяжения 40, 50 и 60 кН.

На рис. 4 по данным таблицы построены графики зависимости начальной жесткости рамной пилы j_n от относительного эксцентриситета линии натяжения ε и силы натяжения N .

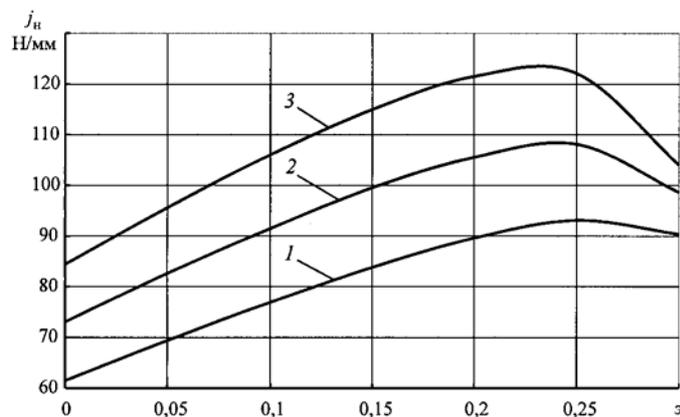


Рис. 4. Зависимость начальной жесткости рамной пилы j_n от относительного эксцентриситета линии натяжения ε ($l = 1000$ мм, $b = 150$ мм, $s = 2,2$ мм, $h = 200$ мм, $l_1 = (l - h)/2$)

Анализ рис. 4 показал, что с увеличением относительного эксцентриситета линии натяжения начальная жесткость сначала возрастает, а затем при достижении некоторого оптимального значения $\varepsilon_{\text{опт}}$ падает, достигая нулевого значения, когда относительный эксцентриситет принимает критическое значение $\varepsilon_{\text{кр}}$.

Из формулы (22) можно получить выражение для определения критического и оптимального относительных эксцентриситетов.

Приравняв выражение (22) нулю, выразим $\varepsilon_{\text{кр}}$:

$$\varepsilon_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{1}{12} \frac{\pi^2 B}{N l^2} + \frac{1}{12} + \frac{\pi^2 C B}{N^2 b^2 l^2} + \frac{C}{N b^2} + \frac{1}{45} \frac{\Delta \sigma s b (\pi^2 B + N l^2)}{N^2 l^2}}. \quad (25)$$

Если пренебречь слагаемыми $\frac{1}{12} \frac{\pi^2 B}{N l^2}$ и $\frac{\pi^2 C B}{N^2 b^2 l^2}$ ввиду их малости и не учитывать напряжения от вальцевания $\Delta \sigma$, формула (25) примет следующий вид:

$$\varepsilon_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{1}{12} + \frac{C}{N b^2}}.$$

Данная формула приведена в работе [3].

Оптимальный относительный эксцентриситет определим из выражения (22) после его дифференцирования по ε , т.е. $\frac{d j_n}{d \varepsilon} = 0$:

$$\varepsilon_{\text{опт}} = \frac{2 C}{N b^2} + \frac{1}{6} + \frac{2}{45} \frac{\Delta \sigma s b}{N}. \quad (26)$$

Установлено, что вальцевание полосовых пил оказывает положительное влияние на их устойчивость, но с увеличением натяжения это влияние уменьшается. Например, для рамной пилы с параметрами $E = 2,15 \times 10^5$ МПа, $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа, $l = 1000$ мм, $b = 150$ мм, $s = 2,2$ мм, $N = 40$ кН, $h = 200$ мм, $l_1 = (l - h)/2$ при $\Delta \sigma = 0$ получим $j_n = 73$ Н/мм, а при $\Delta \sigma = 50$ МПа – $j_n = 76$ Н/мм.

Есть предположение, что роль вальцевания заключается не только в повышении жесткости и устойчивости пил, но и в лучшей способности вальцованной пилы возвращаться в исходное положение при отклонении ее боковыми силами, т. е. совершать в пропилах волнообразное движение. Эта гипотеза будет авторами экспериментально проверена на создаваемой установке.

Приведенные материалы могут быть использованы для расчета режимов пиления древесины на ленточнопильных станках и лесопильных рамах, а также для определения путей их дальнейшего совершенствования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Грубе, А.Э. Дереворежущие инструменты [Текст]/ А.Э. Грубе. – М.: Гослесбумиздат, 1958. – 240 с.
2. Иванкин, И.И. Теоретические исследования начальной жесткости ленточных пил [Текст]/ И.И. Иванкин // Лесн. журн. – 2000. – № 3. – С. 112 – 119. – (Изв. высш. учеб. заведений).
3. Прокофьев, Г.Ф. Интенсификация пиления древесины рамными и ленточными пилами [Текст]/ Г.Ф. Прокофьев. – М.: Лесн. пром-сть, 1990. – 240 с.
4. Прокофьев, Г.Ф. Исследование влияния некоторых факторов на устойчивость рамных пил [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / Г.Ф. Прокофьев. – Архангельск, 1970. – 146 с.
5. Прокофьев, Г.Ф. Исследование начальной жесткости полосовых пил [Текст]/ Г.Ф. Прокофьев, Н.И. Дундин, И.И. Иванкин // Лесн. журн. – 2001. – № 3. – С. 88 – 95. – (Изв. высш. учеб. заведений).
6. Прокофьев, Г.Ф. Начальная жесткость полосовых (ленточных и рамных) пил [Текст]/ Г.Ф. Прокофьев, Б.А. Ходерян, С.В. Ершов; ЦНИИМОД. – Архангельск, 1985. – 23 с. – Деп. в ВНИПИЭИлеспроме 17.06.1985, № 1589 л.б.
7. Прокофьев, Г.Ф. Теоретические исследования начальной жесткости ленточных и рамных пил [Текст]/ Г.Ф. Прокофьев, И.И. Иванкин // Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: сб. науч. тр./ АГТУ. – Архангельск, 1997. – Вып. 3. – С. 20–24.
8. Тимошенко, С.П. Сопротивление материалов [Текст]. Т. 2 / С.П. Тимошенко. – 3-е изд. – М.: Наука, 1965. – 480 с.
9. Тимошенко, С.П. Устойчивость упругих систем [Текст]/ С.П. Тимошенко. – 2-е изд. – М.: Гостехиздат, 1955. – 576 с.

Архангельский государственный
технический университет

Поступила 13.02.07

I.I. Ivankin, G.F. Prokofjev, A.A. Bannikov

Arkhangelsk State Technical University

Initial Stiffness of Strip Saws. General Case

Formulae for determining initial stiffness of strip saws by energetic method are obtained taking into account eccentricity of tension line and initial stress created by milling, as well as formulae for calculation of critical and optimal relative eccentricities of tension line.

Keywords: initial stiffness, strip saw, eccentricity of tension line, initial stress.