

[1]. Грубе А.Э., Санев В.И. Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и автоматических линий.- М.: Лесн. пром-сть, 1973. - 383 с. [2]. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.Н. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. - М.; Л.: Машгиз, 1959. - 288 с. [3]. Технология и оборудование деревообрабатывающих производств: Межвуз. сб. науч. тр.- СПб.: СПбЛТА, 1998. - 96 с. [4]. Стукова Т.П. Вибрация механизмов резания агрегатного лесопильного оборудования. - СПб: СПбГТУ, 1993. - 104 с. [5]. Стукова Т.П. Теоретические основы динамики дереворежущих станков. Примеры практического применения. - Л.: ЛТА, 1984. - 75 с.

Поступила 22 февраля 1999 г.

УДК 621.935

Г.Ф. ПРОКОФЬЕВ, С.В. ЕРШОВ

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, член-корреспондент РАЕН. Имеет более 150 печатных работ в области прикладной механики и интенсификации переработки древесины путем совершенствования лесопильного оборудования и дереворежущего инструмента.



Ершов Сергей Викторович родился в 1954 г., окончил в 1976 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматизации обработки экономической информации Архангельского государственного технического университета. Имеет более 50 печатных работ в области лесопиления, исследования круглых пил, маркетинга, инновационного менеджмента.



**К ВОПРОСУ ОГРАНИЧЕНИЯ СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ
ЛЕНТОЧНОПИЛЬНЫХ СТАНКОВ**

Показано, что скорость резания не влияет на устойчивость и изгибную жесткость ленточной пилы; снижение усталостной

прочности пилы является одним из основных ограничений увеличения скорости резания.

The cutting speed has been shown not to influence the stability and bending strength of band saw. Reducing the strength of the saw is one of the main restrictions of increasing the cutting speed.

Скорость резания является важным параметром ленточнопильных станков. С увеличением ее растет допустимая скорость подачи, ограничиваемая шероховатостью поверхности пиломатериалов:

$$u_{ш} = 60V \frac{u_z}{t}, \quad (1)$$

где $u_{ш}$ – скорость подачи, ограничиваемая шероховатостью, м/мин;

V – скорость резания, м/с;

u_z – допустимая подача на зуб, определяемая требуемой шероховатостью поверхности пропила, мм;

t – шаг зубьев пилы, мм.

Такое же влияние оказывает скорость резания на допустимую скорость подачи с ограничением по работоспособности межзубовых впадин [1]:

$$u_{р.в} = 10V \frac{t}{h}, \quad (2)$$

где $u_{р.в}$ – допустимая скорость подачи с ограничением по работоспособности впадин, м/мин;

h – высота пропила, мм.

Однако увеличение скорости резания не только повышает производительность ленточнопильного станка, но и повышает энергозатраты на резание:

$$N_{рез} = P V, \quad (3)$$

где $N_{рез}$ – энергозатраты на резание, кВт;

P – касательная сила резания, кН (методика расчета касательной P и нормальной R сил резания приведена в работе [1]).

При повышении скорости резания растут энергозатраты и на холостую работу станка, доля которых в суммарном энергопотреблении составляет примерно 15 %.

Представляется важным рассмотреть и другие (кроме мощности) ограничения, не позволяющие увеличивать скорость резания.

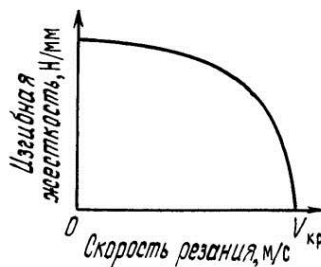


Рис. 1. Влияние скорости резания V на изгибную жесткость ленточной пилы при ее постоянном натяжении

В работе [1] высказано предположение, что значение скорости резания 35...50 м/с лимитируется центробежной силой, возникающей при движении пилы по шкиву. Ряд исследователей считают, что скорость резания ограничивается колебаниями пилы, в результате которых возникает неподвижная волна. Если считать натяжение пилы постоянным $N = \text{const}$, то с увеличением скорости резания ее жесткость и устойчивость будут снижаться, и при достижении определенной скорости, называемой критической, пила потеряет жесткость и устойчивость (рис. 1). Рассмотрим этот случай, изложенный в работах [3, 6, 8], подробнее. Принципиальная схема ленточнопильного станка и система координат, связанных со станком, приведены на рис. 2.

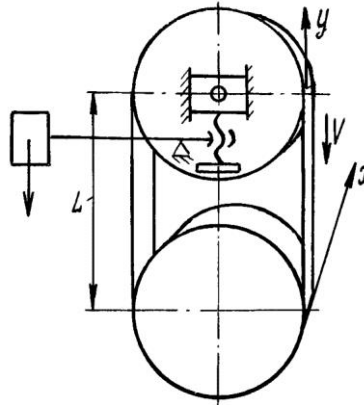


Рис. 2. Принципиальная схема ленточнопильного станка

Согласно принципу Остроградского–Гамильтона, действительное движение пилы выделяется из всех допустимых движений тем, что удовлетворяет условию экстремума интеграла

$$S = \int_{t_0}^{t_1} (T - \Pi) dt, \tag{4}$$

где T, Π – кинетическая и потенциальная энергия пилы при заданных ее положениях в моменты времени t_0 и t_1 .

В системе координат (x_1, y_1) , движущейся вместе с пилой,

$$T = \frac{1}{2} \rho h \iint_F \left(\frac{dw}{dt} \right)^2 dx dy, \tag{5}$$

где ρ – плотность материала пилы;

h – толщина пилы;

F – площадь свободной части пилы;

w – прогиб пилы как функция координат и времени t .

В системе координат (x, y) , связанной со станком, координата y зависит от времени t , поэтому полная производная прогиба по времени определяется формулой

$$\frac{dw}{dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial t} = V \frac{\partial w}{\partial y}. \tag{6}$$

Здесь учтено, что $\frac{\partial y}{\partial t} = V$ – скорость резания.

Считая, что форма пилы при потере устойчивости в координатах (x, y) неподвижна, получаем $\frac{\partial w}{\partial t} = 0$.

Уравнение для определения потенциальной энергии имеет вид [8]

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{D}{2} F \iint_F \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy + \\ + \frac{h}{2} \iint_F \sigma_y \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 dx dy, \end{aligned} \quad (7)$$

где D – цилиндрическая жесткость, $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$;

E – модуль упругости материала пилы;

ν – коэффициент Пуассона;

σ_y – напряжения от натяжения пилы.

Используя выражения (5) и (7), получаем

$$\begin{aligned} T - \Pi = \frac{V^2 \rho h}{2} \iint_F \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 dx dy - \\ - \frac{D}{2} F \iint_F \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy - \\ - \frac{h}{2} \iint_F \sigma_y \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 dx dy. \end{aligned} \quad (8)$$

Если считать натяжение пилы не зависящим от ее скорости, то из анализа выражения (8) можно сделать вывод о влиянии скорости резания на параметры движения пилы. Действительно, в работе [6] показано существование критической скорости (скорости резания), при которой пила теряет способность сопротивляться внешним нагрузкам, а в работе [8] отмечено, что с увеличением скорости резания изгибная жесткость пилы и ее горизонтальная критическая сила уменьшаются.

Но авторы [6, 8] не учитывают одно обстоятельство: пила при увеличении скорости резания получает дополнительное натяжение, обусловленное центробежными силами при ее движении по шкивам (рис. 3).

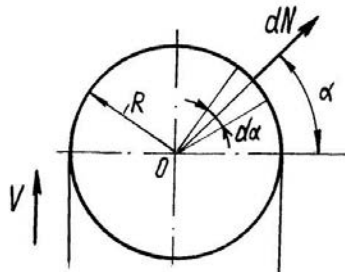


Рис. 3. Натяжение пилы от центробежных сил

Таким образом, для каждой ветви пилы дополнительное натяжение

$$\sigma_{\omega} = \rho V^2, \quad (9)$$

при этом суммарное

$$\sigma_y = \sigma_N + \sigma_{\omega} = \sigma_N + \rho V^2. \quad (10)$$

После подстановки уравнения (10) в (8) имеем:

$$T - \Pi = -\frac{D}{2} F \iint_F \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy - \\ - \frac{h}{2} \iint_F \sigma_N \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 dx dy. \quad (11)$$

Следовательно, подынтегральное выражение функционала (1) не зависит от скорости движения пилы, если учитывать ее дополнительное натяжение от центробежных сил при движении по шкивам (слагаемые, содержащие множитель V^2 , взаимно уничтожаются). Это означает, что скорость резания никак не влияет на изгибную жесткость и устойчивость ленточной пилы.

Тем не менее, есть другие ограничения, не позволяющие значительно увеличивать скорость резания. К ним относятся динамические нагрузки на пилу и уменьшение ее сцепления со шкивом вследствие засасывания воздуха.

Погрешности изготовления рабочих поверхностей шкивов, их износ, биение подшипников и валов приводят к изменению силы натяжения пилы N и ее динамической составляющей $\Delta N_{\text{дин}}$, которая зависит от скорости резания и динамических характеристик механизма натяжения. Влияние погрешностей изготовления, монтажа и эксплуатации на динамическую составляющую силы натяжения пилы ленточнопильного станка рассмотрено в работе [2]. С увеличением скорости резания возрастают динамическая составляющая $\Delta N_{\text{дин}}$, число циклов нагружения за период между заточками и натяжение пилы, обусловленное центробежными силами на шкивах, что приводит к снижению ее прочности.

Известно, что разрушение ленточных пил в процессе эксплуатации носит усталостный характер. Прочность пил считается обеспеченной, если коэффициент запаса прочности n не меньше требуемого значения $[n]$. С учетом условий изготовления, подготовки и эксплуатации ленточных пил в работе [4] рекомендовано $[n] = 2$. Коэффициент запаса прочности ленточных пил может быть определен [4] по следующей формуле:

$$n = \frac{1}{\frac{1}{\sigma_b} \left[\frac{K_3 \sigma_b}{\beta \sigma_{-1N}} \left(\frac{\sigma_n}{2} + \Delta \sigma_n \right) + \left(\frac{\sigma_n}{2} + \sigma_n \right) \right]}, \quad (12)$$

где σ_b – предел прочности материала пилы, МПа;

K_3 – эквивалентный коэффициент концентрации напряжений,

$$K_3 = (K_n \sigma_n + K_r \sigma_r) / (\sigma_n + \sigma_r);$$

K_n – коэффициент концентрации напряжений при изгибе пилы;

K_r – коэффициент концентрации напряжений при растяжении пилы;

β – коэффициент, зависящий от качества обработки межзубовых впадин;

σ_{-1N} – предел ограниченной выносливости материала пилы, МПа,

$$\sigma_{-1N} = 1665 - 204 \cdot \lg \frac{120000 tV}{L_n}; \quad (13)$$

t – время работы пилы между переточками, мин;

L_n – длина пилы, мм;

σ_n – напряжения от натяжения пилы, $\sigma_n = \sigma_N + \sigma_\omega$, МПа;

σ_N – начальные напряжения в пиле от натяжения, МПа;

σ_ω – напряжения в пиле от центробежных сил, $\sigma_\omega = \rho V^2 \cdot 10^{-6}$, МПа;

ρ – плотность материала пилы, $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³;

$\Delta \sigma_n$ – изменение напряжений от натяжения пилы во время работы, МПа;

σ_n – напряжения от изгиба пилы на шкивах, $\sigma_n = \frac{h}{D_{ш}} E$, МПа;

h – толщина пилы, мм;

$D_{ш}$ – диаметр пильных шкивов, мм;

E – модуль упругости материала пилы, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

С увеличением скорости резания возрастает натяжение пилы от центробежных сил σ_ω и динамическая составляющая растягивающих напряжений $\Delta \sigma_n$, уменьшается предел ограниченной выносливости σ_{-1N} . Все это приводит к уменьшению коэффициента запаса прочности пилы n и снижению ее долговечности.

Рассмотрим пример ограничения скорости резания делительного ленточнопильного станка, для чего определим коэффициент запаса прочности при $V = 30; 60$ м/с. Для стали 9ХФ, из которой изготовлены отечественные ленточные пилы, $\sigma_b = 1500$ МПа, $\sigma_{-1N} = 430$ МПа. Диаметр пильных шкивов $D_{ш} = 1250$ мм, толщина пилы $h = 1,2$ мм, длина пилы 7900 мм. Продолжительность работы пилы между переточками $t = 240$ мин. Напряжения от начального натяжения пилы $\sigma_n = 80$ МПа. Согласно [9] принимаем $K_n = 1,26$ и $K_r = 1,65$. Эквивалентный коэффициент концентрации напряжений $K_3 = 1,65$. Коэффициент, учитывающий качество обработки поверхности впадин зубьев, при обычной заточке ленточных пил ($R_{\max} = 20$ мкм) равен 0,7.

По данным работы [2] у ленточнопильных станков, находящихся в эксплуатации, динамическая составляющая натяжения пилы равна 3 ... 20 % от первоначальной силы натяжения. Для $V = 30$ м/с принимаем $\Delta\sigma_n = 0,1$, $\sigma_n = 8$ МПа и для $V = 60$ м/с – $\Delta\sigma_n = 0,1 \cdot 80 \frac{60^2}{30^2} = 32$ МПа. Подставляя принятые и полученные значения исходных данных в формулу (9), для $V = 30$ м/с имеем $n = 2,14$ и для $V = 60$ м/с – 1,67, что меньше $[n] = 2$. Таким образом при увеличении скорости резания запас прочности пилы окажется недостаточным.

Снижение прочности пилы является одним из основных ограничений при увеличении скорости резания. Этим можно объяснить, что у современных ленточнопильных станков скорость резания обычно не превышает 45 м/с.

Выводы

Скорость резания не влияет на устойчивость и изгибную жесткость ленточной пилы.

При увеличении скорости резания снижается усталостная прочность ленточной пилы, что является одним из основных ограничений ее увеличения для станков традиционной конструкции (с пильными шкивами).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Бершадский А.Л., Цветкова Н.И. Резание древесины. – Минск: Вышейш. шк. 1975. - 300 с. [2]. Веселков В.И. Теория и конструкция ленточнопильных станков: Учебн. пособие. - Архангельск: РИО АЛТИ, 1992. - 84с. [3]. Ершов С.В. Влияние скорости резания на устойчивость ленточных пил // Лесн. журн. - 1995. - № 2-3. - С.83-87. - (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Прокофьев Г.Ф. Интенсификация пиления древесины рамными и ленточными пилами. - М.: Лесн. пром-сть, 1990. - 240 с. [5]. Тимошенко С.П. Устойчивость упругих систем. - М.: Гостехтеориздат, 1955. - 567 с. [6]. Ходерян Б.А., Ершов С.В. Динамическая жесткость ленточных пил. - М., 1985. - 8с. - Деп. в ВНИПИЭИлеспрое, № 1577-лб. [7]. Эльсгольд Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. - М.: Наука, 1969. - 423 с. [8]. Юрченко С.К. Об устойчивости полотен ленточных пил // Процессы резания, оборудование и автоматизация процессов деревообработки: Науч. тр. МЛТИ.- М.: МЛТИ, 1987. - Вып.191. - С.85-89. [9]. Thunell B. Stability of the Band Saw Blade // Holz als Roh- und Werkstoff. - 1970. - № 9. - S. 343-348.

Поступила 19 мая 1997 г.