

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ КРУГЛЫХ ДЕРЕВОРЕЖУЩИХ ПИЛ В СТАТИКЕ

In article it is considered questions of research of stability round woodcutting saws in view of application of the concept of superthin cloths of the tool that renders essential influence on behavior of a deviation tooth's saws on the size comparable to size of divorce of serial saws. Functional dependence between a deviation of elements of a saw and geometrical parameters of a saw, and also axial making force of cutting is found.

Введение. Для исследования поведения сверхтонких дереворежущих пил [1] в процессе резания существенное внимание необходимо уделять анализу сил резания и их влиянию на поведение инструмента [2, 3]. Это связано в первую очередь с малой толщиной полотна пилы, в результате чего силы резания могут отклонять зубья сверхтонких пил на величину, сопоставимую с величиной развода серийных пил. При этом рассматриваемый анализ может применяться не только к сверхтонким пилам, но и к серийному инструменту.

Основная часть. Проанализируем силы, действующие на режущие элементы сверхтонких пил. Из-за меньшей толщины опытных пил, большей деформируемости зубчатого венца классическая форма зубьев оказалась малоприспособной, в основу концепции режущего венца специальных пил был положен принцип функционального разделения режущих элементов на подрезающие и скалывающие. Зубчатый венец опытных пил по конфигурации и внешнему виду отличается от серийных пил, и эту особенность можно отражать термином «режущий элемент». Профили зубьев и режущих элементов представлены на рис. 1.

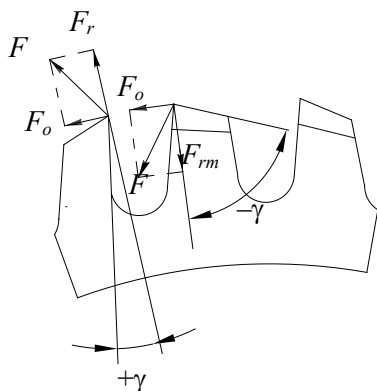


Рис. 1. Профили режущих элементов специальных пил

Режущая кромка лезвийного инструмента испытывает сложное напряженное состояние, с одновременным воздействием на материал режущего клина напряжения сжатия, сдвига, растяжения, изгиба при циклическом нагружении зубьев многолезвийного инструмента.

Для изучения деформируемости сверхтон-

ких пил была изготовлена пила с толщиной полотна в рабочей зоне в пределах 0,6–0,7 мм. В результате испытаний ее на разных оборотах при использовании древесины сосны замерены с помощью щупа данные о ширине пропила, показанные в таблице.

Таблица

Зависимость ширины пропила от частоты вращения шпинделя

Частота вращения, мин ⁻¹	50	100	400	800	1600
Ширина пропила, мм	2,25	1,8	1,20–1,25	1,1–1,2	0,8

Различия в ширине пропила на входе незначительны и лежат в пределах 0,05–0,10 мм, с тенденцией к уменьшению с увеличением частоты шпинделя. Ширина пропила на выходе пилы значительно зависит от частоты вращения и лежит в пределах 0,80–2,25 мм, что составляет различие в 2,8 раза. Для практической работы важно отметить, что этот параметр контролируемый и на частотах свыше 1600 мин⁻¹ обеспечивает высокое качество выполнения операции, что можно видеть на рис. 2. Качество раскроя древесины определяется условиями как входа зубьев в пропил, так и выхода из пропила.

Ширина пропила на входе

Ширина пропила на выходе

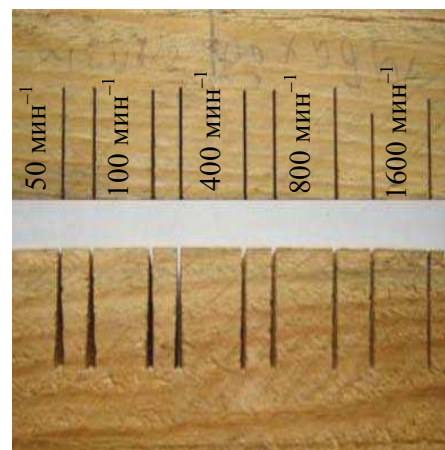


Рис. 2. Ширина пропила при различных частотах вращения шпинделя на входе и выходе пилы

Очевидно, что на величину ширины пропила влияет деформация полотна пилы. Рассмотр-

рим сверхтонкую пилу в поперечном сечении. На рис. 3 приведена схема воздействия силы

резания на полотно пилы.

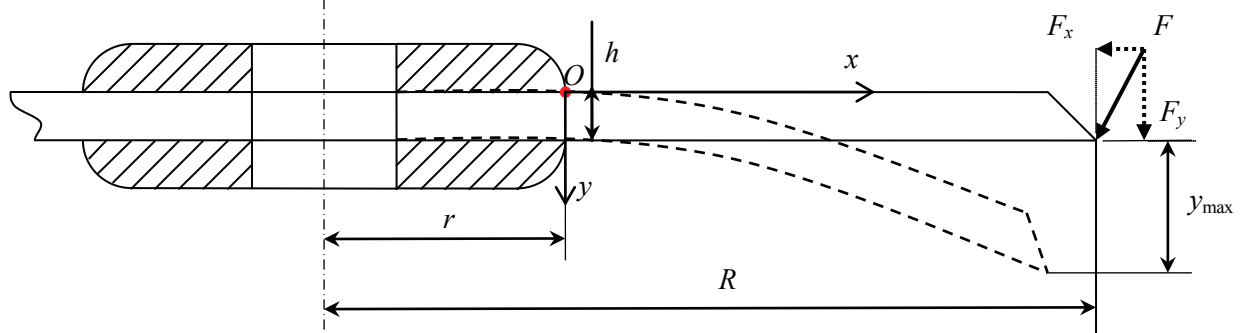


Рис. 3. Сечение круглой дисковой пилы

Величина отклонения полотна пилы y зависит от большого количества факторов: величины проекции силы резания на ось Oy F_y ; толщины диска пилы h [4]; радиуса пилы R ; материала, из которого выполнена круглая дисковая пила; радиуса зажимных фланцев r ; расстояния от точки жесткой фиксации пилы фланцами до точки измерения деформации x .

Для нахождения зависимости между параметрами воспользуемся допущением: закрепление корпуса пилы является консольным по касательной к зажимным фланцам в точке O . Графически это представлено на рис. 4.

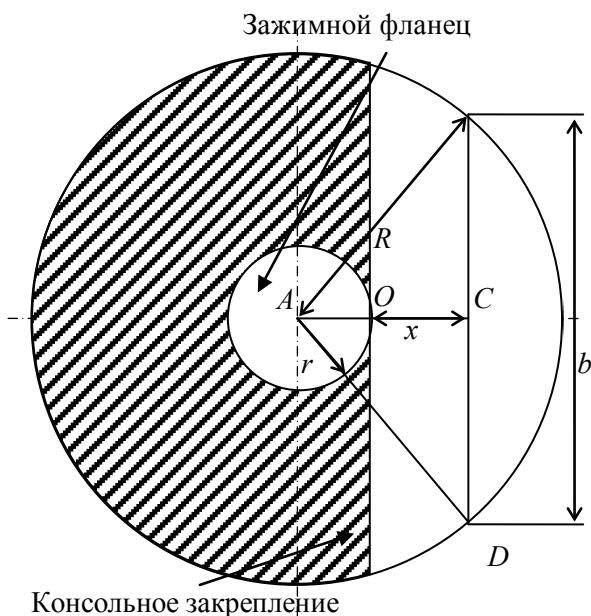


Рис. 4. Геометрическая интерпретация условий решаемой задачи

Изгибающий момент инерции M можно вычислить по формуле

$$M = EI_z(x) \frac{d^2 y(x)}{dx^2}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости; $I_z(x)$ – осевой момент инерции; y – величина деформации по оси Oy ;

x – расстояние от точки жесткой фиксации пилы фланцами до точки измерения деформации.

Осевой момент инерции $I_z(x)$ будет равен

$$I_z(x) = \frac{b(x)h^3}{12}, \quad (2)$$

где b – величина сечения, находящегося на расстоянии x от линии консольного закрепления.

Для нахождения b рассмотрим прямоугольный треугольник ACD , приведенный на рис. 4. Длина стороны CD равна $b/2$, сторона AC равна сумме отрезков AO и OC , сторона AD равна R .

В свою очередь, $AO = r$, а $OC = x$. Тогда

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r+x)^2 = R^2. \quad (3)$$

Выразим из (3) величину b :

$$b = 2\sqrt{R^2 - (r+x)^2}. \quad (4)$$

Подставим (4) в (2):

$$\begin{aligned} I_z(x) &= \frac{2h^3\sqrt{R^2 - (r+x)^2}}{12} = \\ &= \frac{h^3\sqrt{R^2 - (r+x)^2}}{6}. \end{aligned} \quad (5)$$

Величину изгибающего момента инерции $M(x)$ в уравнении (1) можно найти по формуле

$$M(x) = F_y(R-r), \quad (6)$$

где F_y – величина силы резания, действующей на изгиб полотна пилы; $(R-r)$ – расстояние от точки приложения силы резания до консольного закрепления.

Подставив уравнения (5) и (6) в (1), получим:

$$F_y(R-r) = E \frac{h^3\sqrt{R^2 - (r+x)^2}}{6} \frac{d^2 y(x)}{dx^2}. \quad (7)$$

Преобразуем уравнение (7) в стандартный вид Коши:

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{6F_y(R-r)}{Eh^3 \sqrt{R^2 - (r+x)^2}}. \quad (8)$$

Для нахождения аналитического решения уравнения (8) примем, что $R \gg r$ и уравнение (8) упростится:

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{6F_y R}{Eh^3 \sqrt{R^2 - x^2}}. \quad (9)$$

Общее решение уравнения (9) имеет вид

$$y(x) = \frac{6F_y R}{Eh^3} \left[x \arctan \left(\frac{x}{\sqrt{R^2 - x^2}} \right) + \sqrt{R^2 - x^2} \right] + C_1 x + C_2. \quad (10)$$

Частное решение из уравнения (10) можно найти, подставив начальные условия:

$$y(x=0) = 0, \quad \left. \frac{dy(x)}{dx} \right|_{x=0} = 0. \quad (11)$$

Первое выражение означает, что в точке соединения полотна пилы с зажимными фланцами прогиб отсутствует, а второе – отсутствует приращение прогиба в вышеназванной точке. С учетом (11) выражение (10) преобразуется:

$$y(x) = \frac{6F_y R}{Eh^3} \left[x \arctan \left(\frac{x}{\sqrt{R^2 - x^2}} \right) + \sqrt{R^2 - x^2} - R \right]. \quad (12)$$

Для анализа адекватности принятых упрощений на рис. 5 приведены графики изменения прогиба полотна круглой пилы по мере приближения к режущим элементам.

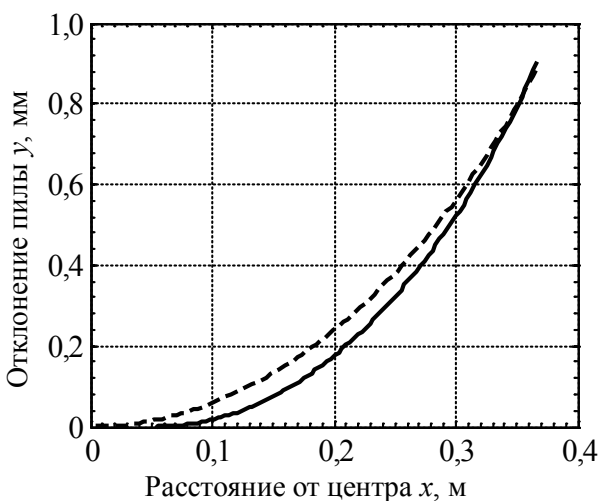


Рис. 5. Сравнение численного (непрерывная линия) и аналитического (пунктирная линия) решений

Исходя из анализа рис. 5, можно сделать вывод о том, что полученное аналитическое выражение (12) может быть использовано для приближенного анализа связи между отклонением полотна пилы и параметрами пилы.

Для определения связи между отдельными секторами пилы была смонтирована установка на базе шпинделя токарного станка 1К62. Этот узел изготавливают с максимально высокой точностью, что исключает случайные погрешности измерений. В кулачках токарного патрона фиксируется цилиндрический хвостовик узла, на котором между фланцами с помощью резьбового соединения закрепляется полотно пилы.

На один из зубцов прикладывается нагрузка в осевом направлении и фиксируется величина его смещения в точке воздействия с точностью 0,05 мм. По периметру зубчатого венца установлены индикаторы часового типа с точностью измерения 0,01 мм. Эксперимент повторяли для различных величин нагрузок.

Измерения деформативности зубчатого венца проводились на серийной заводской пиле диаметром 360 мм, толщиной полотна 2,2 мм с числом зубьев 48.

Величина деформации зубчатого венца фиксировалась в точках 0, 0,25D, 0,5D, 1D, отмеченных на рис. 6.

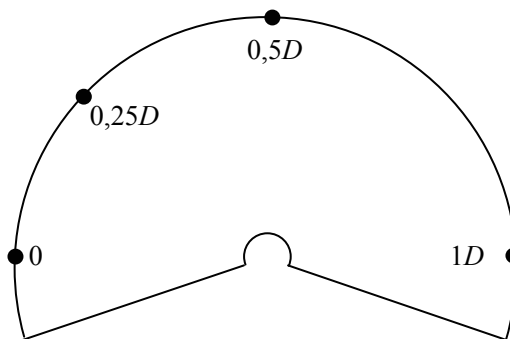


Рис. 6. Точки измерения деформаций

На рис. 7 приведена графическая зависимость величины отклонения от точек периметра для пяти различных нагрузок, отклонявших точку 0 на 0,25; 0,5; 0,75; 1,0 и 1,5 мм последовательно.

По вертикальной оси отложены значения задаваемого осевого смещения зубчатого венца с градацией 0,25; 0,5; 0,75; 1,5 мм, по горизонтальной – вызванные осевые отклонения в точках 0,25D (45°), 0,5D (90°) 1D (180°).

На удалении 0,25D (45°) от точки приложения задаваемого смещения величина осевого отклонения зубьев в среднем уменьшается в 4 раза. Эта особенность характерна для всех видов нагрузки. Для последующих точек характер изменения также не зависит от величины нагрузки.

Нулевое отклонение, т. е. мертвая точка, находится на удалении $0,45D$ при всех значениях задаваемого смещения в диапазоне от $0,25$ до $1,5$ мм. Дальше по диаметру зафиксировано отклонение зубчатого венца в противоположном направлении, эта ситуация обозначалась числом со знаком минус.

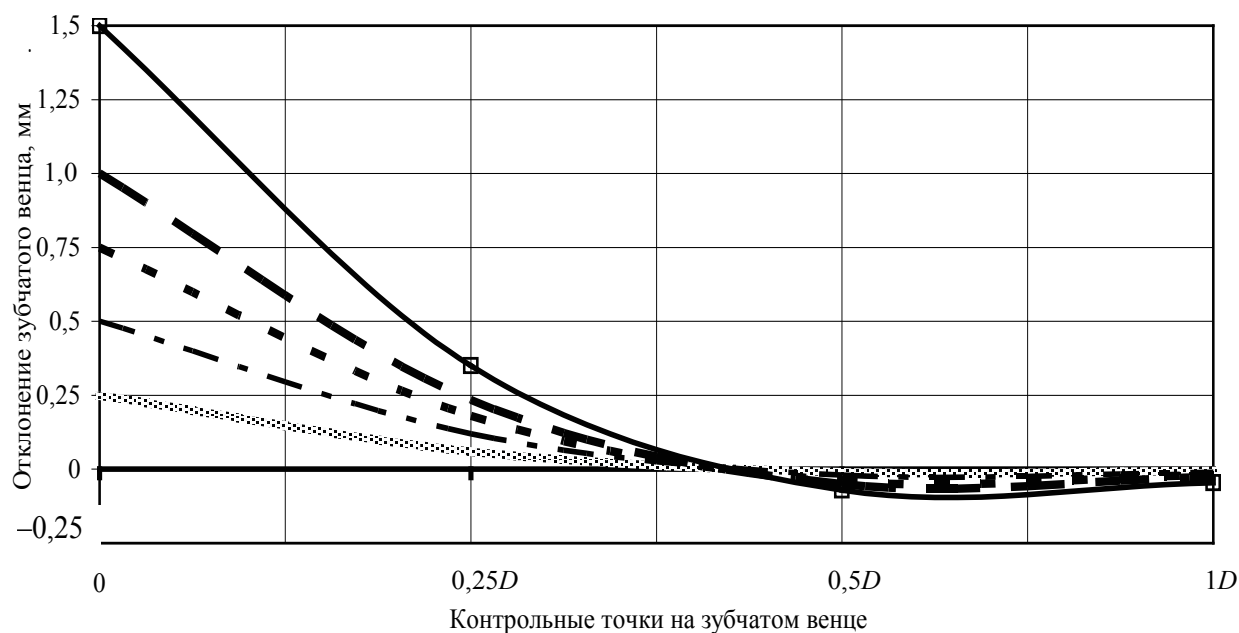


Рис. 7. Влияние величины задаваемого осевого смещения у зубчатого венца на положение зубьев в контрольных точках полупериметра серийной пилы ($D = 310$ мм, $h = 3,2$ мм, $z = 64$, $r = 100$ мм)

В дальнейшем по мере приближения к противоположной точке диаметра пилы (точка $1D$) величина отклонений имеет тенденцию к уменьшению и приближается к нулевому значению.

Рассмотренная методика оценки деформативности полотна круглых пил характеризуется простотой и возможностью применения в производственных условиях.

Как показали исследования, есть различия в деформативности зубчатого венца круглых пил разного назначения и они фиксируются с высокой точностью. Сравнительный анализ продемонстрировал, что деформативность полотен круглых пил имеет индивидуальный характер. Пилы из одной партии отличаются разными величинами осевых смещений зубьев по периметру при одинаковых условиях нагружения. Это связано не только с погрешностью в геометрических параметрах пил, но и величиной остаточных напряжений в металле полотен пил [5].

Заключение. При определенной толщине полотна пилы осевая составляющая силы резания достигает величины, достаточной для отклонения зуба пилы на величину, сопоставимую с величиной развода.

Выражение (12) дает возможность оценить величину отклонения полотна пилы в зависимости от расстояния от зажимного фланца,

диаметра пилы, материала, осевой составляющей силы резания.

Описанная методика оценки деформативной устойчивости круглых пил с учетом влияния частей инструмента друг на друга позволяет определить величины отклонения по периметру инструмента под действием сил резания, действующих на режущие элементы.

Литература

1. Возможности уменьшения энергоемкости процесса резания древесины [Электронный ресурс] / С. С. Карпович [и др.] // *Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века: материалы II Междунар. евраз. симпозиума.* – Екатеринбург, 2007. – Режим доступа: http://symposium.forest.ru/article/2007/4_equipment/word/bgtu_10.doc. – Дата доступа: 07.03.2008.
2. Стахийев, Ю. М. Работоспособность плоских круглых пил / Ю. М. Стахийев. – М.: Лесная промышленность, 1989. – 580 с.
3. Стахийев, Ю. М. Устойчивость и колебания плоских круглых пил / Ю. М. Стахийев. – М.: Лесная промышленность, 1977. – 294 с.
4. Санев, В. И. Обработка древесины круглыми пилами / В. И. Санев. – М.: Лесная промышленность, 1980. – 323 с.
5. Якунин, Н. К. Подготовка круглых пил к работе / Н. К. Якунин. – М.: МГУЛ, 2000. – 287 с.