

ПРЕДПОСЫЛКИ СОЗДАНИЯ РЕФЛЕКТОРНОГО САМОУСТАНОВЛИВАЮЩЕГОСЯ ДЕРЕВОРЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

In a kind of more various properties of processed materials in woodworking, there is a possibility of use both the compelled vibrations, and the vibrations arising at interaction of a cutter with a material (so-called self-oscillations). With their help it is possible to reduce considerably forces of cutting thanks to the best concentration the pressure of compression at cutter top.

Введение. Весь фрезерный инструмент, который поступает на рынок Республики Беларусь для обработки древесины, имеет углы заострения от $\beta = 30^\circ$ и выше. Этот параметр угла установлен фирмами-изготовителями на основании их многолетних опытов работы. В данной работе рассмотрим аналитические доказательства применяемых углов заострения.

Основная часть. Проанализируем влияние угла β на касательную силу резания для трех пород древесины (сосна, береза, дуб) с помощью теории А. Л. Бершадского [2]. Угловые характеристики процесса открытого фрезерования учитываются в теории при определении сил, действующих на резец. В зависимости для определения средней условной силы резания по передней поверхности резца входит угол резания δ , т. е.

$$P_n = e \cdot k \cdot b, \text{ Н}, \quad (1)$$

где k – фиктивное условное давление по передней грани резца, Н/мм²:

$$k = A(\psi) \cdot \delta + B(\psi) \cdot V - B(\psi), \quad (2)$$

где $A(\psi)$, $B(\psi)$ и $V(\psi)$ – коэффициенты, зависящие от угла перерезания волокон и обрабатываемой породы (таблица).

Угол резания влияет на составляющую силы резания P_n – действующей по передней грани резца, которая с увеличением δ возрастает, поскольку k пропорционально влияет на касательную силу резания [1].

С увеличением угла резания δ мощность и сила резания возрастают, поэтому выбирается всегда оптимальный наименьший угол резания. Применение меньших углов резания ограничивается углом заострения резца. Однако минимально возможный угол заострения β ограничен физико-механическими свойствами резца, который в зависимости от условий резания и материала резца на практике принимают в пределах $\beta = 15-70^\circ$.

Для определения средней касательной силы резания, действующей на резец при его взаимодействии с материалом, воспользуемся зависимостью:

$$F_z = F_n + F_3 = a_p \cdot p \cdot b + e \cdot k \cdot b. \quad (3)$$

Для этого в зависимостях (1) и (2) необходимо рассмотреть коэффициенты А, Б, В и др.

Представим опытные данные профессора А. Л. Бершадского в таблице.

Таблица

Коэффициенты обрабатываемых пород

	Сосна	Береза	Дуб
A_c	$0,2 + 0,004\psi$	$0,25 + 0,005\psi$	$0,28 + 0,006\psi$
B_c	$0,07 + 0,004\psi$	$0,08 + 0,0018\psi$	$0,09 + 0,002\psi$
B_c	$5,5 + 0,17\psi$	$7,0 + 0,18\psi$	$7,6 + 0,2\psi$
p_c	$1,6 + 0,036\psi$	$1,9 + 0,04\psi$	$1,6 + 0,036\psi$

Примечание. ψ – угол перерезания волокон.

Примем следующие условия.

Резец острый, т. е. $a_p = 1,0$, ширина фрезерования $b = 20$ мм, скорость фрезерования $V = 35$ м/с, подача на резец $U_z = 1$ мм, высота припуска $h = 2$ мм, диаметр фрезерования $D = 145$ мм.

Изобразим схему процесса фрезерования (рис. 1).

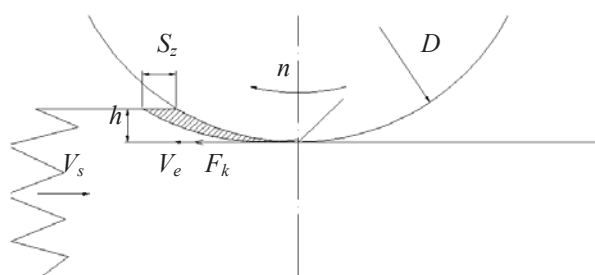


Рис. 1. Схема процесса фрезерования

Силы, действующие на резец в радиальном и тангенциальном направлениях, согласно [2] можно изобразить следующими кривыми (рис. 2).

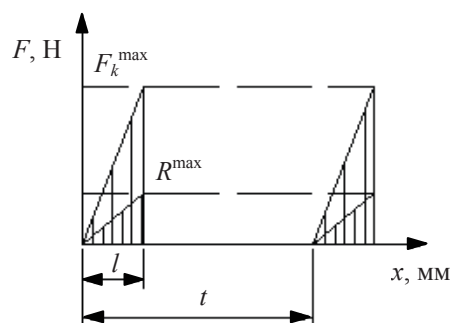


Рис. 2. Радиальная и тангенциальная силы

Находим максимальную касательную и нормальную силы резания для трех пород древесины по [2].

Кинематический угол встречи

$$\theta = \arcsin \sqrt{\frac{h}{D}} = \arcsin \sqrt{\frac{2}{145}} = 6,74 \text{ град.}$$

Толщина стружки

$$e = U_z \cdot \sin \theta = 1 \cdot \sin 6,74 = 0,117 \text{ мм.}$$

Удельная фиктивная сила резания по задней поверхности резца p и фиктивное среднее давление по передней поверхности резца определяем по таблице.

Максимальную касательную силу резания, действующую на резец, находим по зависимости (2) с учетом того, что максимальная сила в 2 раза больше средней за время взаимодействия резца с обрабатываемым материалом:

$$F_z^{\max} = 2 F_z = 2 \cdot (a_p \cdot p \cdot b + e \cdot k \cdot b), \text{ Н.} \quad (4)$$

Максимальная сила резания по задней поверхности резца:

$$F_3^{\max} = (a_n - 0,8) \cdot p \cdot b \cdot 2, \text{ Н.} \quad (5)$$

Максимальная сила резания по передней поверхности резца:

$$F_n^{\max} = F_z^{\max} - F_3^{\max}, \text{ Н.} \quad (6)$$

Максимальная радиальная сила

$$R^{\max} = 0,5 \cdot a_p^2 \cdot F_3^{\max} - F_n^{\max} \cdot \text{tg}(90 - \delta - \varphi_{\text{тр}}), \text{ Н.} \quad (7)$$

где $\varphi_{\text{тр}}$ – угол трения между обрабатываемым материалом и резцом, град (находится в пределах 15°).

Строим графики сил и представим их на рис. 3.

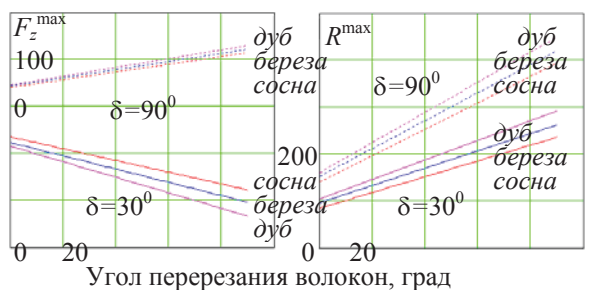


Рис. 3. Зависимости максимальных сил резания от параметров обработки

Изобразим схему представленных на графике сил.

Наилучшие условия работы резца в том случае, когда результирующая сила резания направлена под углом $(\delta - \beta/2)$ к оси x - x . Этому условию удовлетворяет соотношение:

$$\arctg \frac{-R^{\max}}{F_z^{\max}} = \frac{\pi}{180} \left(\delta - \frac{\beta}{2} \right). \quad (8)$$

Выразим из этого выражения угол заострения резца:

$$\beta = 2 \cdot \left(\delta - \frac{\pi}{180} \arctg \frac{-R^{\max}}{F_z^{\max}} \right). \quad (9)$$

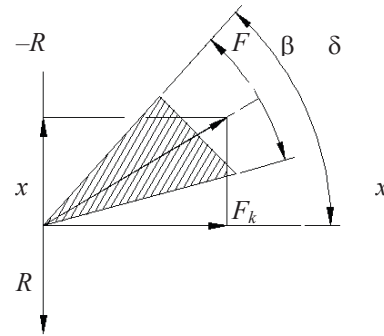


Рис. 4. Схема действующих на резец сосредоточенных сил

При фрезеровании необходимо обеспечить задний угол $10-20^\circ$. Приняв $\gamma = 15^\circ$, перепишем (9):

$$\beta = 30 - \frac{360}{\pi} \arctg \frac{-R}{F_z}. \quad (10)$$

Построим график зависимости угла заострения от угла резания, породы и угла перерезания волокон при $\gamma = 15^\circ$, $a_p = 1,0$, $b = 20$ мм, $V = 35$ м/с, $S_z = 1$ мм, $h = 2$ мм, $D = 145$ мм (рис. 5).

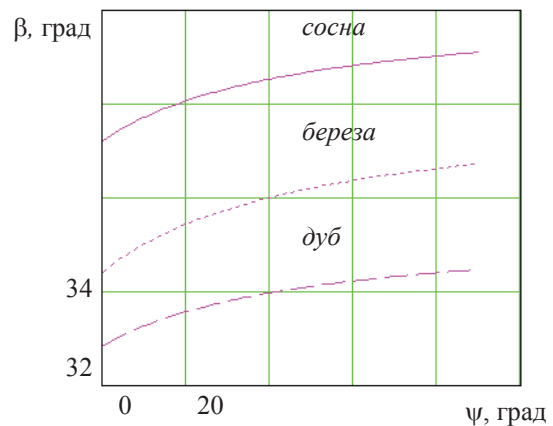


Рис. 5. Зависимости угла заострения от угла резания, породы и угла перерезания волокон

Следует отметить следующие полученные данные.

1. Для обеспечения наиболее благоприятных условий для резца при обработке различных пород древесины для выбранного режима ($h = 2$ мм и $S_z = 1$ мм) следует придерживаться угла заострения $\beta \approx 33-39^\circ$.

2. Направление волокон практически не влияет на выбор оптимального для резца угла (отличие составляет 6%).

3. На основании анализа зависимости (10) установлено, что с увеличением подачи на резец и высоты снимаемого слоя ($h > 2$ мм и

$S_z > 1$ мм) угол заострения и угол резания следует увеличить.

4. Увеличение затупления резца отрицательно сказывается на распределении сил резания. Выше $\rho = 15$ мкм резец из-за увеличения сил трения по задней грани будет испытывать большие изгибающие нагрузки, что приведет к потере его режущей способности. Этот вывод говорит в пользу того, что необходимо использовать износостойкие материалы в качестве резцов и своевременно производить заточку инструмента.

Представленный вывод подтверждает использование углов заострения для обработки древесины $\beta = 30^\circ$. Условия работы с указанными углами способствуют в среднем на дуге контакта работе резца на сжатие, что благоприятно сказывается на применении материалов в качестве резцов, способных воспринимать большие сжимающие нагрузки при слабой устойчивости к изгибающим нагрузкам. К таким материалам следует отнести композиционные материалы (ВК, ТК, ТТК и др), применение которых для фрезерования древесины весьма перспективное направление, поскольку их стойкость к износу на порядок выше лучших стальных сплавов, используемых в деревообработке для изготовления ножей и пластин к фрезерному, строгальному и фуговальному инструменту.

Однако, как отмечалось выше, с ростом толщины стружки увеличивается давление на переднюю грань резца, в то время как давление по задней грани, после перехода на второй этап взаимодействия, остается постоянным. Поэтому утверждение, что поломка резца происходит в начале или в конце дуги контакта, является оправданным. Использование поднастраивающегося инструмента, который снижал бы силу на заднюю грань на первом этапе внедрения и снижал бы силу давления на переднюю грань резца на втором этапе в ситуации плоского фрезерования, а также профильного фрезерования является эффективным способом снижения касательной нагрузки на инструмент.

Изменение профиля плоскости среза при снижении угла резания на втором этапе внедрения не будет сказываться на конечной продукции, поскольку неправильный профиль будет образовываться в объеме материала, который подлежит удалению в виде стружки.

Представим схему продольно-торцевого фрезерования древесины на рис. 6.

Используя представленные выше допущения, касающиеся зависимости сил резания от толщины стружки, найдем зависимость скорости инструмента от пути резца в материале.

Зависимость скорости и ускорения инструмента найдена по теореме о кинетической энергии тел вращения:

$$\omega(x) = \sqrt{\omega - \frac{2 \cdot F_p}{I} \left(\frac{\pi \cdot D}{l} x^2 - x \right)}; \quad (11)$$

$$\varepsilon(x) = \frac{D \cdot F_p}{2 \cdot I} \left(I - \frac{2 \cdot \pi \cdot D}{l} x \right). \quad (12)$$

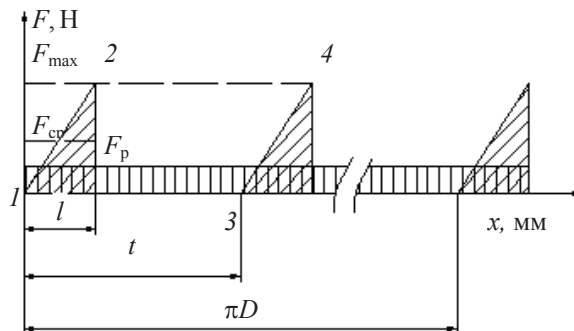


Рис. 6. Схема продольно-торцевого фрезерования

Однако при наличии у инструмента большой кинетической энергии потеря скорости вращения при взаимодействии с обрабатываемым материалом невелика. Ускорение угловое также будет неощутимо, поскольку изменение скорости будет невелико. Исходя из этого при нахождении уравнения движения сектора этими параметрами можно пренебречь.

Наличие дополнительных сил инерции при замедлении инструмента позволит представить модель работы сектора экспериментального инструмента в статике. Модель примет вид, представленный на рис. 7.

Возможность поворота сектора вокруг оси В-В характеризуется действием момента от сил резания, действующего на переднюю грань резца. Наличие упругой связи в уравнении движения системы влияет на ее устойчивость. При отсутствии момента от сил резания (резец находится не на дуге контакта) именно упругая сила устанавливает резец в исходное положение и не позволяет сектору занять крайнюю позицию, неблагоприятную для последующего внедрения.

Использование упругой связи для возвращения сектора в исходное положение не обязательно. Как вариант для этой цели можно использовать дополнительные грузы, соединенные с сектором гибкими связями (в обе стороны от вращения сектора). Разлетаясь в обе стороны, грузы возвращают сектор в исходное положение. Такой тип возврата сектора более эффективен, поскольку дает возможность регулировать жесткость системы (инструмент-сектор) в большом диапазоне и позволяет более подробно рассмотреть зависимость упругих характеристик резца на силовые и качественные параметры фрезерования древесных материалов.

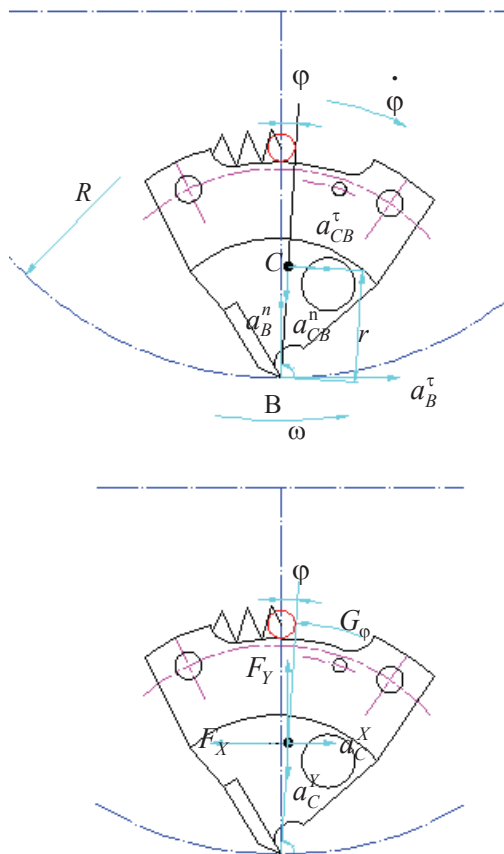


Рис. 7. Расчетная модель работы сектора инструмента

Найдем ускорение центра тяжести сектора.

$$\begin{aligned} \vec{a}_C &= \vec{a}_B + \vec{a}_{CB} = \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^\tau + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau = \vec{a}_C^y + \vec{a}_C^x = \\ &= (\omega_2^2 \cdot r \cdot \cos \varphi - \omega_1^2 \cdot R - \varepsilon_2 \cdot r \cdot \sin \varphi) \cdot \vec{i}_y + \\ &+ (\varepsilon_1 \cdot R - \omega_2^2 \cdot r \cdot \sin \varphi - \varepsilon_2 \cdot r \cdot \cos \varphi) \cdot \vec{i}_x. \end{aligned} \quad (13)$$

Вспользуемся принципом Даламбера и для расчетной схемы запишем уравнение равновесия относительно точки B:

$$\Sigma M_B = 0.$$

Рассмотрим два варианта.

1. У реза имеется степень свободы относительно оси, проходящей через режущую кромку, с полным отсутствием связи;

2. У реза имеется степень свободы относительно оси, проходящей через режущую кромку, с наличием упругой связи.

В первом и втором случаях уравнения равновесия примут вид соответственно:

$$I_B \cdot \ddot{\varphi} + M(t) + F_x \cdot r \cdot \cos \varphi + F_y \cdot r \cdot \sin \varphi = 0; \quad (14)$$

$$\begin{aligned} I_B \cdot \ddot{\varphi} + M(t) + F_x \cdot r \cdot \cos \varphi + \\ + F_y \cdot r \cdot \sin \varphi + G \cdot \varphi = 0, \end{aligned} \quad (15)$$

где I_B – момент инерции сектора относительно оси, проходящей через режущую кромку, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; M – момент от сил резания, $\text{Н} \cdot \text{м}$; G – жесткость установленной пружины, Нм/рад ; φ – угол поворота сектора относительно положения равновесия, рад (положение равновесия проходит через центр тяжести сектора).

При колебательных процессах вокруг положения равновесия можно воспользоваться приближением [2]:

$$\cos \varphi = 1; \quad \sin \varphi = \varphi.$$

При определении составляющих инерционной силы в этом приближении получим:

$$\begin{aligned} F_x &= m_c (\varepsilon_1 \cdot R - \omega_2^2 \cdot r \cdot \sin \varphi - \\ &- \varepsilon_2 \cdot r \cdot \cos \varphi) \approx -m_c \cdot \ddot{\varphi} \cdot r; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} F_y &= m_c (\omega_2^2 \cdot r \cdot \cos \varphi - \omega_1^2 \cdot R - \varepsilon_2 \cdot r \cdot \sin \varphi) \approx \\ &\approx -m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R. \end{aligned} \quad (17)$$

После подстановки в уравнение (15) находим:

$$\begin{aligned} I_B \cdot \ddot{\varphi} + M - m_c \cdot \ddot{\varphi} \cdot r^2 - \\ - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r \cdot \varphi + G \cdot \varphi = 0. \end{aligned} \quad (18)$$

$$(I_B - m_c \cdot r^2) \ddot{\varphi} + (G - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r) \varphi = -M;$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + \frac{(G - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r)}{(I_B - m_c \cdot r^2)} \varphi = \frac{M(t)}{(m_c \cdot r^2 - I_B)}; \\ \ddot{\varphi} + n^2 \cdot \varphi = \bar{M}(t), \end{aligned} \quad (19)$$

где

$$n = \sqrt{\frac{(G - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r)}{(I_B - m_c \cdot r^2)}},$$

$$\bar{M}(t) = \frac{M(t)}{(m_c \cdot r^2 - I_B)}.$$

Это линейное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка. Для упрощения его решения воспользуемся заменой переменных $\varphi_c = \varphi - \bar{M}(t)$, где $\bar{M}(t)$ определим из условия, чтобы новое уравнение стало однородным:

$$\ddot{\varphi} + n^2 \cdot \varphi = 0. \quad (20)$$

Для этого необходимо принять:

$$d = \frac{\bar{M}}{n^2} = \frac{M(t)}{(m_c \cdot r^2 - I_B) \cdot n^2}.$$

Начальные условия представим в зависимостях (21) и (22).

$$\varphi_0 = \varphi_{c0} + d = d = \frac{M}{(m_c \cdot r^2 - I_B) \cdot n^2}; \quad (21)$$

$$\dot{\varphi}_0 = \dot{\varphi}_{c0} = 0. \quad (22)$$

Для решения уравнения составим характеристическое уравнение:

$$z^2 + n^2 = 0. \quad (23)$$

При решении этого уравнения возможны два случая.

Корни уравнения мнимые (при $G > m_c \cdot \omega_1^2 \times R \cdot r$) – при взаимодействии будут наблюдаться колебания сектора с частотой n .

Корни уравнения существуют ($G < m_c \cdot \omega_1^2 \times R \cdot r$) – сектор теряет устойчивость, упираясь в упор под воздействием центробежной силы, либо занимает устойчивое положение под действием сил резания. Такая ситуация присуща при свободном секторе.

Рассмотрим случай, когда $G > m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r$, решение записывается через тригонометрические функции

$$\varphi = A_1 \cdot \cos(nt + \delta). \quad (24)$$

Для определения произвольных постоянных интегрирования A_1 и δ находим скорость движения

$$\dot{\varphi} = -n \cdot A_1 \cdot \sin(nt + \delta). \quad (25)$$

Полагая, что в начальный момент $t_0 = 0$, и используя начальные условия, получим систему двух уравнений.

$$\begin{cases} \varphi_0 = A_1 \cos \delta, \\ 0 = -A_1 \cdot n \cdot \sin \delta. \end{cases}$$

Второе из уравнений показывает, что можно принять $\delta = 0$. Тогда из первого уравнения находим $A_1 = \varphi_0$. Перейдя к исходной переменной φ_c , запишем частное решение дифференциального уравнения:

$$\begin{aligned} \varphi_c &= A_1 \cdot \cos(nt) - d; \\ \dot{\varphi}_c &= -n \cdot A_1 \sin nt. \end{aligned}$$

Уравнение движения сектора под действием момента от внешних сил

$$\begin{aligned} \varphi_c &= \frac{M \cdot (I_B - m_c \cdot r^2)}{(G - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r)^2} \times \\ &\times \left(1 - \cos \frac{(G - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r)}{(I_B - m_c \cdot r^2)} t \right). \quad (26) \end{aligned}$$

Данное уравнение движения сектора представлено из условия зависимости постоянного

момента от сил резания, действующих на резец. На дуге контакта сила резания, как и момент от сил, не являются постоянными величинами. Поэтому вышепредставленная зависимость является более укрупненной характеристикой поведения сектора.

Найдем поведение сектора из условия зависимости момента от сил резания.

$$M(t) = M_0 \frac{D}{2\sqrt{hD}} \varphi = M_0 \frac{D \cdot \omega}{2\sqrt{hD}} t, \quad (27)$$

где D – диаметр фрезерования, м; h – высота припуска, м.

$$(I_B - m_c \cdot r^2) \ddot{\varphi} + (G - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r) \varphi = -M; \quad (28)$$

$$\ddot{\varphi} + \frac{(G - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r)}{(I_B - m_c \cdot r^2)} \varphi = \frac{M}{(m_c \cdot r^2 - I_B)};$$

$$\ddot{\varphi} + n^2 \cdot \varphi = \bar{M}, \quad (29)$$

где

$$n = \frac{(G - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r)}{(I_B - m_c \cdot r^2)};$$

$$\bar{M} = \frac{M_0 \cdot \omega \cdot D}{2(m_c \cdot r^2 - I_B) \sqrt{hD}} t = Xt.$$

Ищем решение в виде

$$\varphi_c = \bar{\varphi} + \varphi^*, \quad (30)$$

где φ^* – частное решение дифференциального уравнения; $\bar{\varphi}$ – общее решение однородного уравнения

$$\varphi^* = Bt + C; \quad \dot{\varphi}^* = B; \quad \ddot{\varphi}^* = 0.$$

Подставляя в (28), получим

$$n^2(Bt + C) = Xt; \quad C = 0; \quad B = X/n^2.$$

Уравнение колебания сектора примет вид

$$\varphi_c = \bar{\varphi} + \varphi^* = A_1 \cdot \cos(nt) + A_2 \cdot \sin(nt) + \frac{X}{n^2} t;$$

$$\dot{\varphi}_c = -n \cdot A_1 \cdot \sin(nt) + n \cdot A_2 \cdot \cos(nt) + \frac{X}{n^2}.$$

Приняв начальные условия $\varphi_0 = \dot{\varphi}_0 = 0$, находим произвольные постоянные интегрирования A_1 и A_2 :

$$0 = A_1; \quad 0 = nA_2 + X/n^2,$$

откуда $A_2 = X/n^3$.

Уравнение колебания сектора с учетом начальных условий

$$\varphi_c = \frac{X}{n^2}t - \frac{X}{n^3} \cdot \sin(nt) = \frac{X}{n^2} \left(t - \frac{\sin(nt)}{n} \right) =$$

$$= \frac{M_0 \cdot \omega \cdot D}{2\sqrt{hD}(m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r - G)} \times$$

$$\times \left(t - \frac{(I_B - m_c \cdot r^2)}{(G - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r)} \sin \left(\sqrt{\frac{(G - m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r)}{(I_B - m_c \cdot r^2)}} t \right) \right). \quad (31)$$

Время взаимодействия реза на дуге контакта

$$t = \frac{\varphi}{\omega} = \frac{2\sqrt{hD}}{D \cdot \omega}. \quad (32)$$

Представим графически зависимость угла поворота сектора от времени при следующих условиях:

высота съема $h = 5$ мм;
 диаметр фрезерования $D = 2R = 125$ мм;
 угловая скорость инструмента $\omega = 200$ рад/с;
 момент инерции сектора $I_B = 0,6$ кг·м²;
 расстояние от вершины реза до центра тяжести сектора $r = 13$ мм;
 масса сектора $m = 0,12$ кг;
 жесткость пружины $G = 180$ Н·м/рад;
 максимальный момент на дуге контакта $M_0 = 10$ Нм. Результаты расчетов покажем на рис. 8.

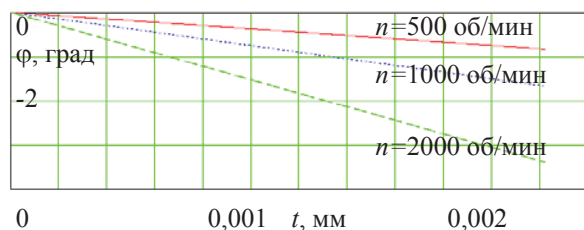


Рис. 8. Графики поведения угла поворота сектора на дуге контакта

В нашем случае для обеспечения условия $G > m_c \cdot \omega_1^2 \cdot R \cdot r$ максимальная угловая скорость инструмента не должна превышать 1359 рад/с. При больших скоростях инерционные силы преобладают над упругими и сектор не возвращается в исходное положение в конце периода взаимодействия с заготовкой.

Анализируя график, представленный на рис. 8, можно сказать, что с увеличением скорости фрезерования максимальный угол поворота сектора будет увеличиваться. При увеличении максимального момента, действующего на резец, угол поворота также увеличивается. Поэтому, при форсированных подачах, когда на переднюю грань реза действуют большие силы резания, для снижения изгибающей нагрузки на резец устанавливается угол поворота сектора также максимальный. Этим и объясняется эффект самоустановки при обработке древесных и других материалов самоустанавливающимся инструментом.

Интересен тот факт, что в вышеизложенных расчетах рассматривается встречное фрезеро-

вание, что является наиболее благоприятным для инструмента. При рассмотрении попутного фрезерования поведение сектора будет более динамичным, поскольку при врезании в заготовку резец (сектор в том числе) испытывает ударные нагрузки. В этой ситуации расчетная модель будет отличаться от предложенной, поэтому попутное и встречное фрезерование необходимо рассматривать по-разному.

Закключение. На интенсивность автоколебаний оказывают влияние физико-механические свойства обрабатываемого материала, параметры режима резания, геометрические параметры инструмента, жесткость отдельных элементов и всей системы станок – приспособление – инструмент – деталь (СПИД), зазоры в отдельных звеньях системы СПИД.

Зная причины возникновения вибраций, можно найти способы их уменьшения. Рациональными являются такие способы, с помощью которых можно значительно уменьшить вибрации станка, не снижая его производительность.

Одним из путей снижения вредного влияния вибраций на качество обработки материалов можно считать использование их в корыстных целях. В деревообработке, ввиду более разнообразных свойств обрабатываемых материалов, появляется возможность использовать не вынужденные вибрации, а вибрации, возникающие при взаимодействии реза с материалом (так называемые автоколебания). С их помощью можно значительно сократить силы резания благодаря лучшей концентрации напряжения сжатия у вершины реза.

Взаимодействие реза с обрабатываемым материалом носит, с одной стороны, колебательный, а с другой – статический характер. Под влиянием первого характера происходит усталостное разрушение реза инструмента, а под влиянием второго – прочностное разрушение. Использование фиксированных резцов, жестко связанных с телом инструмента, не позволяет избавиться от накопления усталостных напряжений. Этим и объясняется главным образом узкое использование хрупких и более износостойких материалов для такого процесса обработки древесных материалов, как фрезерование. Для сравнения, на пильный инструмент (процесс взаимодействия реза с материалом менее импульсивный) напаивается в основном твердый сплав ВК8, а на фрезерный – ВК15. Использование свободных резцов для фрезерования древесных материалов позволит снизить ударные нагрузки на инструмент и повысить его стойкость.

Литература

1. Бершадский, А. Л., Резание древесины / А. Л. Бершадский, Н. И. Цветкова. – Минск, 1975.
2. Вихренко, В. С. Прикладная теория колебаний / В. С. Вихренко, А. В. Кондратенко. – Минск, 2000.