

11,9%), на магистраль - 11,3% (выход из коллектора - 18,3, прямые трубы - 54,3, повороты - 27,4%), на перемещение и подъем груза - 8,0%, на циклон - 15,8, на вентилятор - 4,3%, на клиноременную передачу - 4,5%. Коллектор потребляет около 5,3% расчетной мощности привода.

Полученные показатели позволяют сделать выводы о значительном преобладании затрат энергии на создание воздушного потока - 92% по сравнению с работой по перемещению груза - 8%, несущественной роли коллектора - 5% и чрезвычайно низкой энергетической эффективности вентиляторной установки - 46,8%. Результаты расчетов свидетельствуют о больших резервах снижения энергозатрат в цеховых транспортных системах удаления отходов резания.

ЛИТЕРАТУРА

- 1: Святков С.Н. Пневматический транспорт измельченной древесины. - М.:Лесная пром-сть, 1966.
2. Козориз Г.Ф. Пневматические транспортные системы деревообрабатывающих предприятий. - Львов:Вища школа, 1985.
3. Трофимов С.П., Кухаренко И.Н. Методические указания по разделу "Проектирование универсальных эксгаустерных установок ..." .- Мн.:БТИ, 1987.

УДК 674.055:539.4

С.С.Макаревич, доцент,
А.А.Клубков, аспирант

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЖУЩЕМ ЭЛЕМЕНТЕ ОТ СИЛ РЕЗАНИЯ

The new method of determine the stresses which are arisen in the wood working knife with cutting process have been proposed. This method allow us to define the stresses from different shapes of the cutting forces. We have decision both for the steel and for carbide tipped knives.

В последнее время очень часто в деревообрабатывающем инструменте используют резцы, состоящие из стальной подложки и твердосплавной пластины. Для разработки достаточно простого способа расчета таких резцов воспользуемся методами сопротивления материалов, но, чтобы приблизить решение к теории упругости, при определении напряжений будем рассекать резец не плоским сечением, а цилиндрической поверхностью с радиусом $r = \text{const}$ и осью, проходящей по лезвию резца. При этом введем гипотезу, аналогичную гипотезе плоских сечений. Будем считать, что при нагружении резца цилиндрическое сечение поворачивается, смещается, но

кривизна его не меняется. Фактически эта гипотеза включает в себя и гипотезу "плоских" сечений, используемую в сопротивлении материалов.

В дальнейшем при выводах будут использованы геометрические характеристики цилиндрического сечения, аналогичные моментам инерции плоских сечений. Для определения этих характеристик выберем прямоугольную систему координат с началом посередине лезвия резца. Ось X проведем через центр цилиндрического сечения, ось Y - перпендикулярно к ней (рис.1). Оси X, Y будем называть главными осями цилиндрического сечения. Под углом θ к оси X выделим радиальный слой. Дадим приращение углу $d\theta$. В результате в цилиндрическом сечении получим элементарную площадку $dA = brd\theta$, где b - ширина резца.

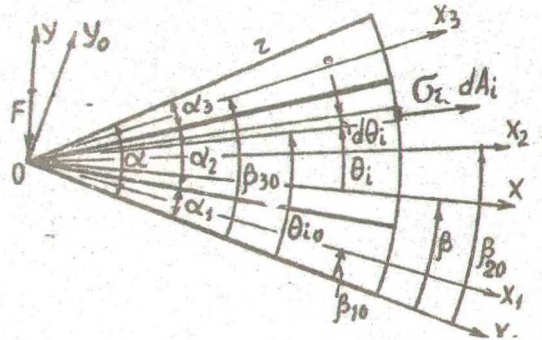
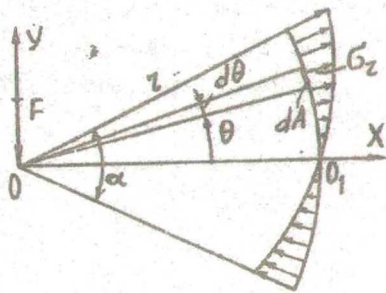


Рис. 1. Схема резца

Рис. 2. Деформация резца при изгибе

Моментами инерции цилиндрического сечения относительно главных осей X, Y будем называть величины:

$$\left\{ \begin{array}{l} D_x = r^2 \int_A \sin^2 \theta dA = r^3 b / 2(\alpha - \sin \alpha); \\ D_y = r^2 \int_A \cos^2 \theta dA = r^3 b / 2(\alpha + \sin \alpha); \\ D_{xy} = r^2 \int_A \sin \theta \cos \theta dA = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где D_x, D_y - осевые главные моменты инерции, D_{xy} - центробежный момент инерции.

Выразим моменты инерции относительно произвольных осей X_1, Y_1 (рис.1) через главные моменты инерции. Из рис.1 видно, что $\theta_1 = \theta + \beta$. Тогда, согласно определению,

$$\begin{cases} D_{x_1} = r^2 \int_A \sin^2 \theta_1 dA = D_x \cos^2 \beta + D_y \sin^2 \beta; \\ D_{y_1} = r^2 \int_A \cos^2 \theta_1 dA = D_x \sin^2 \beta + D_y \cos^2 \beta; \\ D_{x_1 y_1} = r^2 \int_A \sin^2 \theta_1 \cos \theta_1 dA = 0,5(D_y - D_x) \sin^2 \beta. \end{cases} \quad (2)$$

Определим деформации, возникающие в цилиндрическом сечении при изгибе однородного резца. Для этого выделим элементарный участок резца двумя цилиндрическими сечениями радиусами r и $r+dr$ (рис.2). Будем считать сечение AB неподвижным. Тогда сечение CD под действием радиальных напряжений σ повернется на некоторый угол $d\varphi$ и займет положение C_1D_1 . Выделим радиальный слой mn под углом θ к оси X . В результате изгиба резца и поворота сечения слой mn станет длиннее на величину $\Delta l = mn_1$. Определим Δl через r , θ и $d\varphi$. Для этого запишем уравнение окружности C_1D_1 с центром в точке O_1

$$(x - a_1)^2 + (y - b_1)^2 = r^2 \quad (3)$$

и уравнение прямой On_1

$$y = x \cdot \operatorname{tg} \theta. \quad (4)$$

Из уравнений (3) и (4), пренебрегая малыми величинами второго порядка, определим координаты точки n_1

$$x_1 = r \cos \theta (1 + d\varphi \cdot \sin \theta), \quad y_1 = r \sin \theta (1 + d\varphi \cdot \cos \theta).$$

Запишем координаты точки n

$$x = r \cos \theta, \quad y = r \sin \theta.$$

Тогда удлинение Δl определится формулой

$$\Delta l = \sqrt{(x_1 - x)^2 + (y_1 - y)^2} = r \sin \theta \cdot d\varphi.$$

Относительная радиальная деформация будет равна

$$\varepsilon_r = \Delta l / dr = r \varkappa \cdot \sin \theta,$$

где $\varkappa = d\varphi / dr$ - кривизна изогнутой оси резца.

Согласно закону Гука,

$$\sigma_r = E \varepsilon_r = E \varkappa r \sin \theta.$$

На рис.3 показано распределение напряжений σ_r по сечению. Сумма моментов напряжений σ_r относительно оси, перпендикулярной плоскости рисунка и проходящей через точку O_1 , дает изгибающий момент в сечении

$$\int_A \sigma_r \cdot \sin \theta dA = M.$$

Подставляя значение σ_r , согласно (6), и учитывая (2), получим

$$\alpha = M / (ED_x).$$

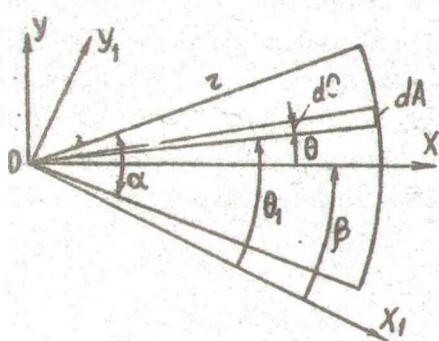


Рис.3

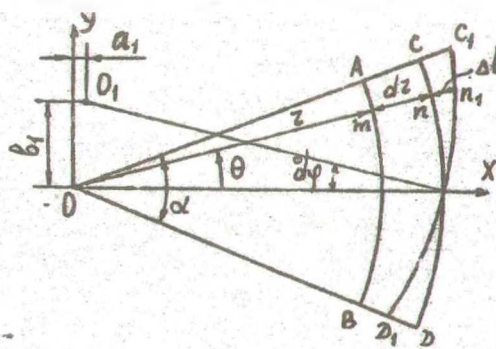


Рис.4

После подстановки α в формулу (6) найдем напряжение

$$\sigma_r = M \cdot r \sin \theta / D_x. \quad (7)$$

Если резец нагружен на конце сосредоточенной силой F , перпендикулярной оси X , то решение (7) полностью совпадает с решением теории упругости. При других видах нагружения расхождение с решением теории упругости в численных значениях напряжений составляет 2-3%. В то же время это решение значительно проще. Достаточно определить изгибающий момент в сечения от любой нагрузки и по формуле (7) подсчитать напряжения. В многослойном резце (рис. 4) нейтральный слой (т.е. слой, где $\sigma_r=0$) не будет совпадать с осью симметрии резца, не будет проходить через центр тяжести цилиндрического сечения. Для определения положения оси X_1 , совпадающей с нейтральным слоем, спроектируем нормальные радиальные напряжения на эту ось

$$\sum_{i=1}^n \int_{A_i} \sigma_{r_i} \cos \theta_i dA_i = 0, \quad (8)$$

где n - число слоев.

Подставляя в формулу (8) значение σ_r , согласно (6), и учитывая, что $\alpha \cdot r \neq 0$, получим

$$\sum_{i=1}^n E_i \int_{A_i} \sin \theta_i \cos \theta_i dA_i = 0. \quad (9)$$

Формула (9) позволяет определить положение нейтрального слоя, а следовательно, и оси X. Для этого выберем произвольную ось X_0 . Обозначим β - угол между осями X_0 и X, θ_{i0} - между осью X_0 и произвольным слоем (рис.4). Подставляя в выражение (9) $\theta_i = \theta_{i0} - \beta$ и производя преобразования, получим

$$\operatorname{tg} 2\beta = \frac{\sum_{i=1}^n E_i \sin \alpha_i \sin 2\beta_{i0}}{\sum_{i=1}^n E_i \sin \alpha_i \cos 2\beta_{i0}}, \quad (10)$$

где α_i - угол при вершине i -го слоя; β_{i0} - угол между осью X_0 и главной осью i -го слоя; E_i - модуль упругости i -го слоя.

Ось X пересекает цилиндрическое сечение в некоторой точке O_1 , которую можно назвать упругим центром этого сечения. Производя выкладки, аналогичные тем, которые сделаны выше для однородного резца, найдем кривизну многослойного резца и радиальное напряжение в i -м слое.

$$\alpha = \frac{M}{\sum_{i=1}^n E_i D_{ix}}; \quad \sigma_{ri} = \frac{M E_i r \sin \theta_i}{\sum_{i=1}^n E_i D_{ix}}, \quad (11)$$

где D_{ix} - момент инерции цилиндрического сечения i -го слоя относительно оси X.

ЛИТЕРАТУРА

Гезухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. - М.: Высшая школа, 1968.