

УДК 674.053

## МЕХАНИЧЕСКИЙ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЬ ДЛЯ ОБРАБОТКИ РЕЗАНИЕМ С ВИБРАЦИЯМИ

Н. В. СОКОЛОВ

Гомельский политехнический институт

При резании древесины, а также ее заменителей (пластмасс и других конструкционных материалов) можно повысить производительность оборудования, стойкость режущего инструмента и улучшить качество поверхности обрабатываемых деталей применением вибрационных движений инструмента с определенной частотой и амплитудой. Вибрационное движение режущего инструмента, в частности возникновение крутильных, тангенциальных или осевых колебаний, можно создать с помощью механических, электрических, пневматических и гидравлических вибровозбудителей [4].

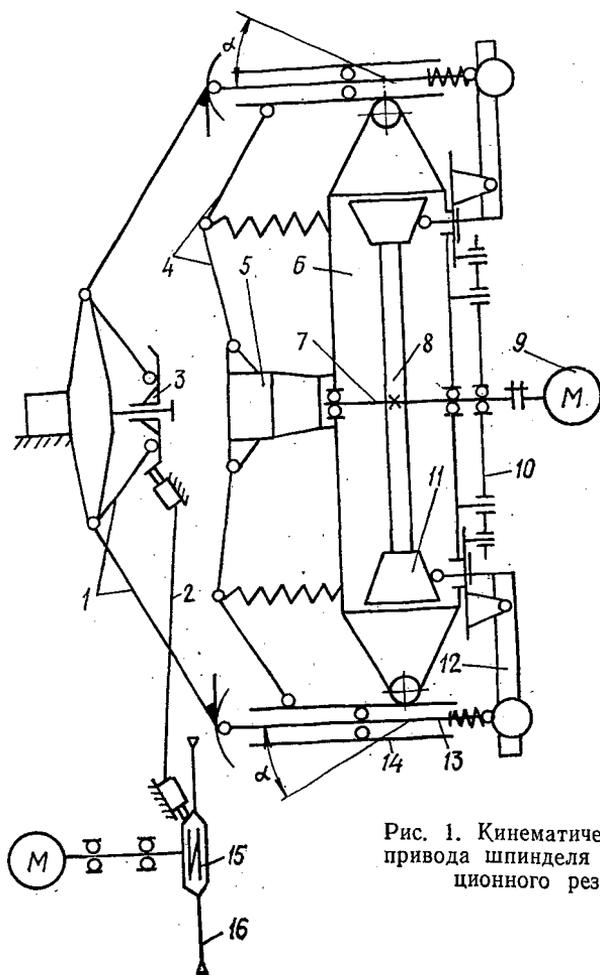


Рис. 1. Кинематическая схема привода шпинделя для вибрационного резания

Для осуществления процесса вибрационного резания сотрудники Гомельского политехнического института разработали конструктивные варианты механических вибраторов, один из которых представлен на рис. 1 [1].

Вибратор состоит из корпуса 6, где на валу 7 смонтирован диск вибровозбудителя 8 с конусными головками 11, а также электродвигатель 9. Механизм регулировки амплитуды включает поворотный диск 10 и коромысла 12, которые могут перемещаться по радиусу диска и самоцентрироваться. Ударно-прерывистые колебания от вибровозбудителя посредством бойков 13, смонтированных во втулках 14, а также рычагов 1 и шлицевой втулки 3 передаются гидравлическому шлангу 2 к упругой муфте 15 с режущим инструментом 16. Частоту колебаний можно регулировать ступенчато в зависимости от количества конусных головок и плавно — посредством изменения шарнирными звеньями 4 от кулачкового патрона 5 угла  $\alpha$  гильзы с бойками. Параметры вибровозбудителя определяют технической характеристикой базового станка и физико-химическими свойствами обрабатываемого материала, а также принятой схемой динамической модели вибровозбудителя (рис. 2).

Система возбуждения колебаний принята автономной, так как наложенные на нее связи склерономны, она не подвергается влиянию переменных внешних воздействий, и ее параметры не меняются в зависимости от времени.

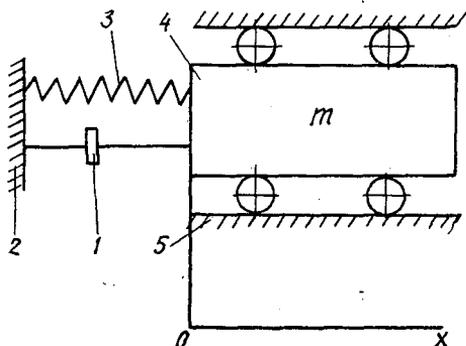


Рис. 2. Схема линейной системы с одной степенью свободы: 1 — демпфер (с коэффициентом сопротивления  $b$ ); 2 — неподвижная стойка; 3 — пружина (с коэффициентом жесткости  $c$ ); 4 — тело постоянной массы ( $m$ ); 5 — идеальные направляющие по горизонтальной прямой в плоскости чертежа

Свободные колебания системы можно описать дифференциальным уравнением

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + cx = 0 \quad (1)$$

или

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_0^2 x = 0, \quad (2)$$

где  $m$  — масса тела (бойка);  
 $b$  — коэффициент сопротивления демпфера;  
 $c$  — коэффициент жесткости пружины;  
 $x$  — координата тела, отсчитываемая от положения равновесия;  
 $t$  — время;

$$h = \frac{b}{2m} \text{ — коэффициент затухания;}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \text{ — угловая частота собственных колебаний.}$$

Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний имеет вид

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_a \cos \omega t, \quad (3)$$

отсюда

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{F_a}{m} \cos \omega t. \quad (4)$$

Здесь  $F_a$  — амплитуда возмущающей силы;  
 $\omega$  — угловая частота вынужденных колебаний.

Общий интеграл линейного неоднородного уравнения представим в виде

$$x = e^{-ht} (c_1 \cos \omega_1 t + c_2 \sin \omega_1 t) + X. \quad (5)$$

где  $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$  — собственная частота при  $h < \omega_0$ ,

Частный интеграл будем искать в форме

$$X = x_a \cos (\omega t - f). \quad (6)$$

Здесь  $x_a$  — амплитуда вынужденных колебаний;  
 $f$  — начальная фаза.

После подстановки (6) в уравнение (4) найдем

$$x_a = \frac{F_a}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}}; \quad (7)$$

$$f = \arctg \frac{2h\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}. \quad (8)$$

После преобразований запишем интеграл дифференциального уравнения [2]

$$\begin{aligned} x = e^{-ht} \left( x_0 \cos \omega_1 t + \frac{x_0 h + x_0}{\omega_1} \sin \omega_1 t \right) - \frac{F_a e^{-ht}}{m [(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2]} \left[ (\omega_0^2 - \right. \\ \left. - \omega^2) \cos \omega_1 t + \frac{h}{\omega_1} (\omega_0^2 + \omega^2) \sin \omega_1 t \right] + \\ \left. + \frac{F_a}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}} \cos (\omega t - f). \right. \quad (9) \end{aligned}$$

Первый член правой части представляет собой начальные собственные колебания, определяемые начальными условиями и не зависящие от возмущающей силы, второй член — возбужденные собственные колебания, определяемые возмущающей силой и не зависящие от начальных условий, а третий член — вынужденные колебания.

Собственные колебания независимо от их происхождения с течением времени затухают, и в конечном итоге остаются только стационарные вынужденные колебания.

Размах перемещения исполнительного органа

$$r_n = \max x - \min x. \quad (10)$$

Соответственно размахи скорости и ускорения

$$r_c = \max \dot{x} - \min \dot{x}; \quad r_y = \max \ddot{x} - \min \ddot{x}.$$

Приведенные размахи вибрации являются функцией параметров системы

$$\begin{aligned} r_n = r_n(m, b, c, \omega, F_{an}, \psi_n), \\ (n = 1, 2, \dots, k). \end{aligned} \quad (11)$$

Предполагая, что при каждом ударе тело получает неизменное приращение кинетической энергии, и принимая, что диссипативное сопротивление пропорционально скорости, запишем уравнение движения в промежутке между ударами:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = 0. \quad (12)$$

Если  $\dot{x}_-$  — скорость непосредственно перед ударом,  $\dot{x}_+$  — скорость непосредственно после удара, а  $T_\Delta$  — приращение кинетической энергии при ударе, то

$$\text{при } x = 0, \quad \dot{x} > 0, \quad \frac{m\dot{x}_+^2}{2} - \frac{m\dot{x}_-^2}{2} = T_\Delta. \quad (13)$$

Интегрируя выражение (12), получим параметрическое уравнение фазовой траектории в промежутке между ударами:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{x_0}{\omega} e^{-ht} \sin \omega t, \\ \dot{x} &= x_0 e^{-ht} \left( \cos \omega t - \frac{h}{\omega} \sin \omega t \right). \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

В любой момент времени потенциальная энергия

$$П = E \sin^2 \omega_0 t = \frac{1}{2} E (1 - \cos 2\omega_0 t) \quad (15)$$

(где  $E = \frac{m\dot{x}_a^2}{2} = \frac{m\omega_0^2 x_a^2}{2}$  — полная энергия системы)

и кинетическая энергия

$$T = E \cos^2 \omega_0 t = \frac{1}{2} (1 + \cos 2\omega_0 t). \quad (16)$$

Мощность, необходимая для поддержания вынужденных колебаний:

$$N = F\dot{x}. \quad (17)$$

Энергия, необходимая для поддержания колебаний в течение одного периода:

$$A = \int_0^{2\pi/\omega} F\dot{x} dt. \quad (18)$$

Максимум средней мощности, которая может быть реализована вибровозбудителем:

$$\text{Max } N_{\text{ср}} = \dot{F}_a^2 \omega / 4m (\omega_0^2 - \omega^2). \quad (19)$$

Коэффициент демпфирования, при котором средняя мощность достигает максимума,  $h_m = (\omega_0^2 - \omega^2) / 2\omega$ . Стабильность режима колебаний рабочих органов можно вычислить по формулам теории вероятностей, так как известны функциональные связи между контрольными параметрами, определяемые полем колебаний рабочих органов и совокупностью обрабатываемого материала [3]:

$$\begin{aligned} S = W \left( \frac{|b - b_0|}{b_0} < D \right) &= \frac{1}{2} \left\{ \Phi \left[ \frac{b_0 D - (b_m - b_0)}{\sigma_b} \right] + \right. \\ &\left. + \Phi \left[ \frac{b_0 D + (b_m - b_0)}{\sigma_b} \right] \right\}. \end{aligned} \quad (20)$$

Здесь

 $W$  — вероятность выполнения неравенства, заключенного в скобки; $b$  — контрольный параметр; $b_0$  — номинальное значение контрольного параметра; $D$  — максимально допустимое относительное отклонение параметра  $b$  от его номинального значения  $b_0$ ;

$$\Phi(x) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-t^2/2} dt \text{ — интеграл вероятности;}$$

 $b_m$  — математическое ожидание; $\sigma_b^2$  — дисперсия.

Коэффициент усиления вынуждающей силы

$$\mu = m_i A_i \omega^2 / P, \quad (21)$$

где

 $m_i$  — рабочая масса; $A_i$  — амплитуда заданных гармонических колебаний; $\omega$  — частота; $P$  — амплитуда вынуждающей силы.

Итак, в зависимости от выбора выходных параметров вибровозбудителя, связанных с повышением технических характеристик оборудования и стойкости режущего инструмента, механические вибраторы данной конструкции можно широко применять на различных технологических операциях. При создании механических вибраторов основой проектирования является построение динамической модели вибровозбудителя и ее синтез с применением данной методики расчета и последующим обоснованием параметров ударно-вибрационного устройства таким образом, чтобы обеспечивались максимальные ударные скорости, надежность и долговечность элементов всей конструкции, включая передаточные механизмы и муфты режущих инструментов.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1]. А. с. 1187934 СССР, МКИ В 23С 9/00. Привод шпинделя вибрационного резания к фрезерному станку / Н. В. Соколов, А. Д. Кучерявенко, С. И. Красюк и др. (СССР).— 3749050/25—08; Заявлено 04.06.84; Опубл. 30.10.85, Бюл. № 40 // Открытия. Изобретения.— 1985.— № 40.— С. 96. [2]. Быховский И. И. Основы теории вибрационной техники.— М.: Машиностроение, 1969.— 362 с. [3]. Вибрации в технике. / Под ред. Э. Э. Лавендела.— М.: Машиностроение, 1981.— Т. 4.— 509 с. [4]. Подураев В. Н. Вибрационное резание.— М.: Машиностроение, 1967.— 350 с.

Поступила 31 марта 1987 г.

УДК 539.3

## УСТОЙЧИВОСТЬ ПЛОСКИХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ НЕПРЕРЫВНО-НЕОДНОРОДНОЙ МОДИФИЦИРОВАННОЙ ДРЕВЕСИНЫ

В. Е. ЮРИНЕЦ

Львовский государственный университет

Детали из модифицированной древесины находят применение в различных конструкциях. В процессе формирования или при эксплуатации таких деталей может возникнуть неоднородность их упругих