

может быть использован для реализации дистанционного контроля и управления процессом ЭИП в реальном масштабе времени.

**Выводы.** Установлены предельно допустимые величины соотношений площадей поверхностей электродов при ЭИП в зависимости от условий и режимов обработки. Полученные данные могут быть использованы для оптимизации эксплуатации оборудования ЭИП по производительности обработки и максимальной загрузке по мощности источника технологического тока.

#### Литература

1. Синькевич, Ю.В. Обеспечение геометрических параметров качества поверхности электроимпульсным полированием / Ю.В. Синькевич, И.Н. Янковский // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк: ДонИТУ, 2006. – Вып. 32. – С. 200 – 206.
2. Метод электроимпульсного полирования металлов / Е.Я. Головкина [и др.] // Машиностроение. – Минск, 1988. – Вып. 13. – С. 40 – 43.
3. Способ электрообработки: а.с. № 1425972 СССР / В.Н. Чачин, А.Э. Паршутю, Г.М. Кухаренко [и др.] // Открытия. Изобретения. – 1988. – № 35. – С. 215.

УДК 621.9.04

### МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ВИБРАЦИОННОМ ТОЧЕНИИ ВЫСОКОПЛАСТИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

**А.Ф. Присевко, Н.Т. Минченя, Д.А. Степаненко, В.Г. Куптель**  
*Белорусский национальный технический университет, Минск*

**Введение.** Одной из проблем, возникающих при точении высокопластичных материалов, является образование сливной стружки, которая затрудняет использование автоматизированного оборудования, хранение и транспортировку отходов производства, служит источником производственного травматизма. Как известно [1, 2], эффективность процесса резания высокопластичных материалов может быть существенно повышена за счет сообщения режущему инструменту направленных колебаний с заданной интенсивностью. В частности, при токарной обработке авторами предложена схема, представленная на рис. 1 и основанная на преобразовании продольных колебаний концентратора 2 в изгибные колебания державки резца 1. Державка крепится в узловых точках изгибных смещений 3, что позволяет избежать потерь энергии. Для дополнительного повышения эффективности дробления стружки на рабочем конце державки закреплена присоединенная (сосредоточенная) масса 4 (см. рис. 1). Применение такой системы позволяет увеличить

значение импульсных сил, возникающих при взаимодействии режущей кромки резца с заготовкой. Попытка моделирования колебательной системы для вибрационного точения предпринималась ранее в работе [3]. Однако практическая ценность этой работы ограничена рядом причин.

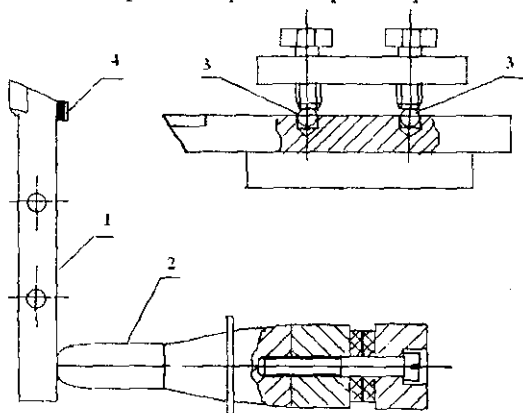


Рис. 1. Схема конструкции ультразвуковой колебательной системы для точения труднообрабатываемых материалов

**Методика моделирования.** Как известно [4], распространение изгибной волны в стержне постоянного сечения (державке резца) может быть описано уравнением

$$\eta^{IV} = k_t^4 \eta, \quad (1)$$

где  $\eta$  – амплитуда поперечных смещений,  $k_t = \sqrt[4]{\frac{12\rho\omega^2(1-\mu^2)}{Eh^2}}$  – волновое число для изгибной моды колебаний,  $\rho$  – плотность материала державки,  $\omega$  – круговая частота колебаний,  $\mu$  – коэффициент Пуассона,  $E$  – модуль упругости,  $h$  – толщина державки.

Общее решение уравнения (1) имеет вид

$$\eta(x) = C_1 \sin(k_t x) + C_2 \cos(k_t x) + C_3 \operatorname{sh}(k_t x) + C_4 \operatorname{ch}(k_t x). \quad (2)$$

Постоянные  $C_1, C_2, C_3, C_4$  определяются из граничных условий на концах державки.

Если обозначить длину державки через  $L$ , то граничные условия для уравнения (1) примут вид

$$\begin{aligned} \eta'(0) &= 0, \quad \eta''(0) = 0, \\ EJ\eta'''(L) &= \omega^2 M\eta(L), \quad \eta''(L) = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $J = bh^3/12$  – осевой момент инерции поперечного сечения державки,  $b$  – ширина державки,  $M$  – величина присоединенной массы.

Первое условие описывает жесткую связь входного конца державки с выходным сечением концентратора (равенство нулю угла поворота выходного сечения концентратора). Второе условие выражает равенство нулю поперечной силы, действующей на входной конец державки. Третье условие выражает равенство поперечной силы на выходном конце державки и инерционной силы, действующей на присоединенную массу. Четвертое условие выражает равенство нулю изгибающего момента на выходном конце державки.

Реакции опор при расчете не учитываются, так как закрепление державки производится в узловых точках, положение которых определяется из расчета для свободной державки. Взаимодействие резца с обрабатываемым материалом в первом приближении не рассматривается.

Подставив общее решение (2) в граничные условия (3), получим для определения неизвестных постоянных линейную систему из четырех однородных алгебраических уравнений. Из первого и второго условий следует, что  $C_1 = C_3 = 0$ . Это позволяет сократить число уравнений до двух и получить систему вида

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C_2 \\ C_4 \end{pmatrix} = 0, \quad (4)$$

где коэффициенты матрицы определяются выражениями

$$a_{11} = E J k_i^3 \sin(k_i L) - \omega^2 M \cos(k_i L), \quad a_{12} = E J k_i^3 \cdot sh(k_i L) - \omega^2 M \cdot ch(k_i L), \\ a_{21} = -\cos(k_i L), \quad a_{22} = ch(k_i L).$$

Система (4) имеет нетривиальное (отличное от нуля) решение только в том случае, когда ее определитель обращается в нуль, то есть  $\det \|a_{ij}\| = 0$  (условие резонанса). При этом система имеет бесконечное множество решений, определяемых формулой

$$\begin{pmatrix} C_2 \\ C_4 \end{pmatrix} = C \begin{pmatrix} 1 \\ -a_{11}/a_{12} \end{pmatrix},$$

где  $C$  – произвольное действительное число.

Выберем число  $C$  таким образом, чтобы удовлетворялось условие равенства амплитуд колебаний входного конца державки и выходного сечения концентратора, то есть  $\eta(0) = \xi_0$ , где  $\xi_0$  – амплитуда колебаний на выходе концентратора. Из этого условия с учетом структуры общего решения (2) получим

$$C = \frac{a_{12}\xi_0}{a_{12} - a_{11}}.$$

Таким образом, частное решение уравнения (1), удовлетворяющее граничным условиям (3), принимает вид

$$\eta(x) = \frac{\xi_0}{a_{12} - a_{11}} (a_{12} \cos(k_1 x) - a_{11} \cdot \text{ch}(k_1 x)). \quad (5)$$

Точки крепления державки могут быть определены из эпюры колебательных смещений, построенной в соответствии с выражением (5).

Если варьировать один из параметров колебательной системы (например, частоту возбуждения или длину державки), поддерживая постоянными значения остальных параметров, то условие резонанса будет удовлетворяться лишь для ряда дискретных значений варьируемого параметра (собственных значений). С практической точки зрения представляют интерес две задачи:

1) определение собственных значений длины державки при заданной частоте возбуждения. Эта задача возникает при необходимости подбора инструмента для существующего преобразователя продольных колебаний;

2) определение собственных значений частоты возбуждения при заданной длине державки. Эта задача возникает при необходимости проектирования преобразователя продольных колебаний для существующего режущего инструмента.

**Результаты расчетов и их обсуждение.** С целью подтверждения возможности практического использования описанной методики была решена задача определения собственной длины державки и точек ее крепления для следующих значений параметров:

- размеры сечения державки  $b = h = 10$  мм;
- частота возбуждения  $f = 22$  кГц;
- величина присоединенной массы  $M = 0,01$  кг;
- амплитуда колебаний на выходе концентратора  $\xi_0 = 10$  мкм.

Державка изготовлена из стали 45 ( $E = 206$  ГПа,  $\mu = 0,28$ ,  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>).

Для определения собственной длины рассчитывалась частотная функция  $y(L) = \det \|a_{ij}(L)\|$ . Расчет производился с помощью универсальной математической программы MathCAD. Полученный в результате расчета график модуля частотной функции приведен на рис. 2.

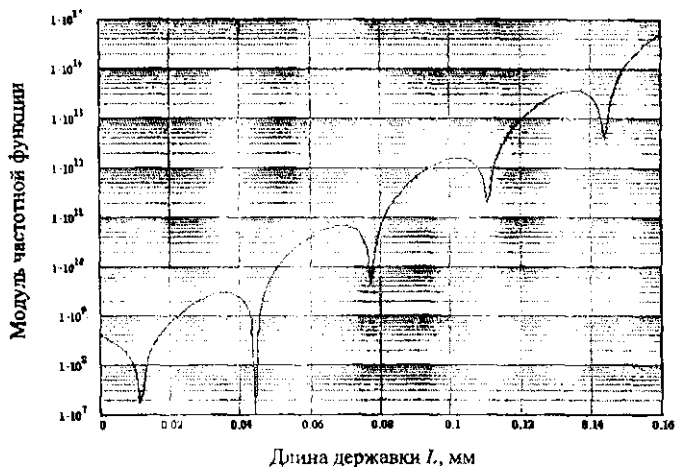


Рис. 2. График модуля частотной функции

По вертикальной оси использован логарифмический масштаб. Собственным значениям длины соответствуют точки разрыва графика. Резец должен быть достаточно длинным, чтобы обеспечить возможность его закрепления в стандартном резцедержателе. Поэтому принимаем длину резца равной 143,7 мм (пятая точка разрыва). Эюра амплитуды колебательных смещений державки приведена на рис. 3.

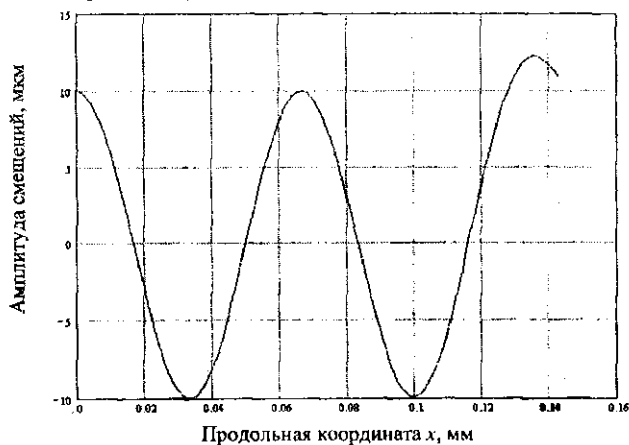


Рис. 3. Эюра амплитуды колебательных смещений державки

Из анализа эпоры следует, что при распространении волны в державке происходит незначительное усиление колебаний по амплитуде (коэффициент усиления 1,06). Расчетное значение инерционной силы, действующей на присоединенную массу, составило 1995 Н.

### **Выводы**

1. Предложена методика инженерного расчета ультразвуковой колебательной системы для точения высокопластичных материалов, снабженной присоединенной массой на рабочем конце резцовой державки.
2. Показана возможность практического применения предложенной методики на примере расчета резонансной длины державки резца при заданной частоте возбуждения.

### **Литература**

1. Кумабэ, Д. Вибрационное резание / Д. Кумабэ. – М.: Машиностроение. – 1985. – 424 с.
2. Марков, А.И. Ультразвуковое резание труднообрабатываемых материалов / А.И. Марков. – М.: Машиностроение. – 1968.
3. Куптель, В.Г. Моделирование параметров системы «инструмент – акустический преобразователь» для вибрационного точения / В.Г. Куптель // Горная механика. – 2006. – № 3. – С. 11 – 15.
4. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука. – 1968. – 560 с.

**УДК 621.762**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИГЛОФРЕЗЕРОВАНИЯ НА ФОРМИРОВАНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ЗАГОТОВОК ИЗ СТАЛИ 12ХНЗА**

**И.Л. Баршай, В.К. Шелег, Е.Ф. Скробот**

*Белорусский национальный технический университет, Минск;*

**С.П. Гончаров**

*РУП «Минский тракторный завод»*

Качество поверхности в значительной степени определяет эксплуатационные характеристики деталей машин. Установлено, что 70...80 % вариаций показателей износостойкости связаны с параметрами шероховатости поверхности деталей машин [1].

Иглофрезерование является перспективным методом обработки для обеспечения заданной шероховатости обработанной поверхности. Положительным фактором иглофрезерования является возможность использо-