

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОМБИНИРОВАННОГО РОТАЦИОННОГО ИНСТРУМЕНТА

Конструкция ротационного (самовращающегося) резца для анализа его продольных (осевых) колебаний в общем случае может быть представлена в виде динамической модели объекта, изображенного на рис. 1, а. При этом колебания с частотой ω сосредоточенной массы m резца, связанной с основанием (корпусом) инструмента посредством крепежных элементов с жесткостью c , возбуждаются силой $F(t)$, действующей на объект.

Под действием внешней периодической силы

$$F(t) = F_0 e^{j\omega t} \quad (1)$$

объект совершает колебания вдоль оси с амплитудой [1]

$$a = \frac{F_0}{c[1 - (\frac{\omega}{\omega_0})^2]},$$

где F_0 — амплитуда возбуждающей периодической силы; j — мнимая единица; $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ — частота собственных колебаний резца (причем, если $\omega \rightarrow \omega_0$, колебания резца существенно возрастают); t — текущее время.

Деформирующий шар, связанный с ротационным резцом в конструкции комбинированного ротационного инструмента, помимо своей основной функции (осуществления ППД детали), выполняет роль динамического гасителя, имеющего сосредоточенную массу m_1 , пружину жесткостью c_1 и вязкий демпфер с коэффициентом трения r_1 (см. рис. 1, б). Дифференциальные уравнения движения этой системы имеют следующий вид [2]:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + r_1(\dot{x} - \dot{x}_1) + cx + c_1(x - x_1) = F(t); \\ m_1\ddot{x}_1 + r_1(\dot{x}_1 - \dot{x}) + c_1(x_1 - x) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где x и x_1 — абсолютные перемещения соответственно масс m и m_1 .

Преобразуем систему уравнений (2):

$$\begin{cases} \ddot{x} + \frac{r_1}{m}(\dot{x} - \dot{x}_1) + \frac{c}{m}x + \frac{c_1}{m}(x - x_1) = \frac{F(t)}{m}; \\ \ddot{x}_1 + \frac{r_1}{m_1}(\dot{x}_1 - \dot{x}) + \frac{c_1}{m_1}(x_1 - x) = 0. \end{cases}$$

Введем обозначения: $c/m = \omega_0^2$; $c_1/m_1 = \omega_1^2$; $r_1/2m_1 = \epsilon_1$; $m_1/m = \mu$, где ω_1 — парциальная частота гасителя; ϵ_1 — коэффициент демпфирования.

Исходная система уравнений примет вид:

$$\begin{cases} \ddot{x} + 2\epsilon_1\mu(\dot{x} - \dot{x}_1) + \omega_0^2x + \omega_1^2\mu(x - x_1) = \frac{F(t)}{m}; \\ \ddot{x}_1 + 2\epsilon_1(\dot{x}_1 - \dot{x}) + \omega_1^2(x_1 - x) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

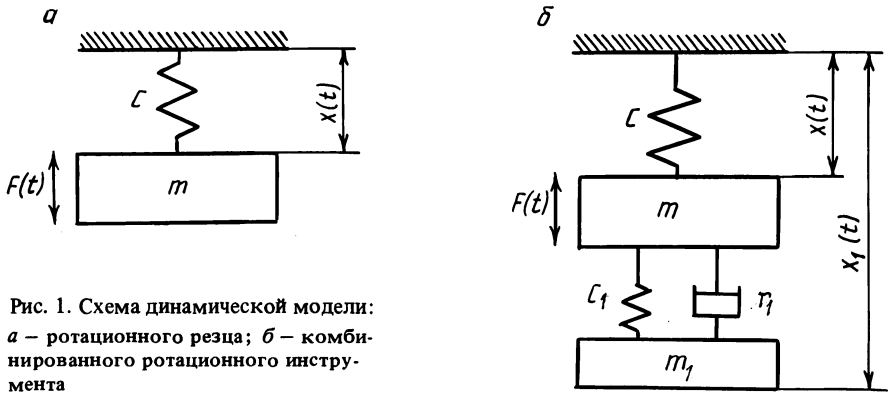


Рис. 1. Схема динамической модели:
 а – ротационного реза; б – комбинационного ротационного инструмента

Проанализируем работу гасителя для случаев, когда внешнее возмущение $F(t)$ представляет периодический процесс, соответствующий изменению усилия обработки, например при вступлении в работу деформирующего шара.

Если внешняя возбуждающая сила задается выражением (1), то решение системы (3) будет иметь вид:

$$x(t) = ae^{j\omega t}, \quad x_1(t) = be^{j\omega t}, \quad (4)$$

где a и b – амплитуды колебаний в комплексной форме соответственно масс m и m_1 .

После дифференцирования из выражений (4) и (3) получим следующую преобразованную систему уравнений:

$$\begin{cases} -\omega^2 a + 2\epsilon_1 \mu \omega (a - b) - \omega_1^2 a + \omega_1^2 \mu (a - b) = \frac{F_0}{m}; \\ -\omega^2 b + 2\epsilon_1 j \omega (b - a) + \omega_1^2 (b - a) = 0. \end{cases}$$

Группируем подобные члены:

$$(\omega_0^2 - \omega^2) a + \mu(\omega_1^2 + 2\epsilon_1 j \omega)(a - b) = \frac{F_0}{m}; \quad (5)$$

$$(\omega_1^2 - \omega^2 + 2\epsilon_1 j \omega) b = (\omega_1^2 + 2\epsilon_1 j \omega) a. \quad (6)$$

Из уравнения (6) находим:

$$b = a \frac{\omega_1^2 + 2\epsilon_1 j \omega}{\omega_1^2 - \omega^2 + 2\epsilon_1 j \omega}. \quad (7)$$

Подставив (7) в уравнение (5), получим

$$a = \frac{F_0}{m} \frac{\omega_2^2 - \omega^2 + 2\epsilon j \omega}{(\omega_1^2 - \omega^2)(\omega_1^2 - \omega^2) - \mu \omega^2 \omega_1^2 + (\omega_0^2 + \omega^2 - \mu \omega^2) 2\epsilon_1 j \omega}. \quad (8)$$

Модуль амплитуды колебаний реза

$$|a| = \frac{F_0}{m} \sqrt{\frac{(\omega_1^2 - \omega^2) + 4\epsilon_1^2 \omega^2}{[(\omega_0^2 - \omega^2)(\omega_1^2 - \omega^2) + \mu\omega^2\omega_1^2]^2 + (\omega_0^2 - \omega^2 - \mu\omega^2)^2 4\epsilon_1^2 \omega^2}} \quad (9)$$

Подставив найденное значение a из выражения (8) в равенство (7), получим

$$b = \frac{F_0}{m} \frac{\omega_1^2 + 2\epsilon_1 j \omega}{(\omega_0^2 - \omega^2)(\omega_0^2 - \omega^2) - \mu\omega^2\omega_1^2 + (\omega_0^2 - \omega^2 - \mu\omega^2)2\epsilon_1^2 j \omega}$$

Модуль амплитуды колебаний гасителя

$$|b| = \frac{F_0}{m} \sqrt{\frac{\omega_1^4 + 4\epsilon_1^2 \omega^2}{[(\omega_0^2 - \omega^2)(\omega_1^2 - \omega^2) - \mu\omega^2\omega_1^2]^2 + (\omega_0^2 - \omega^2 - \mu\omega^2)^2 4\epsilon_1^2 \omega^2}} \quad (10)$$

Аналитический анализ соотношения (9) показывает, что гашение колебаний реза имеет место в том случае, когда $\omega_1 \approx \omega$. Эту настройку гасителя

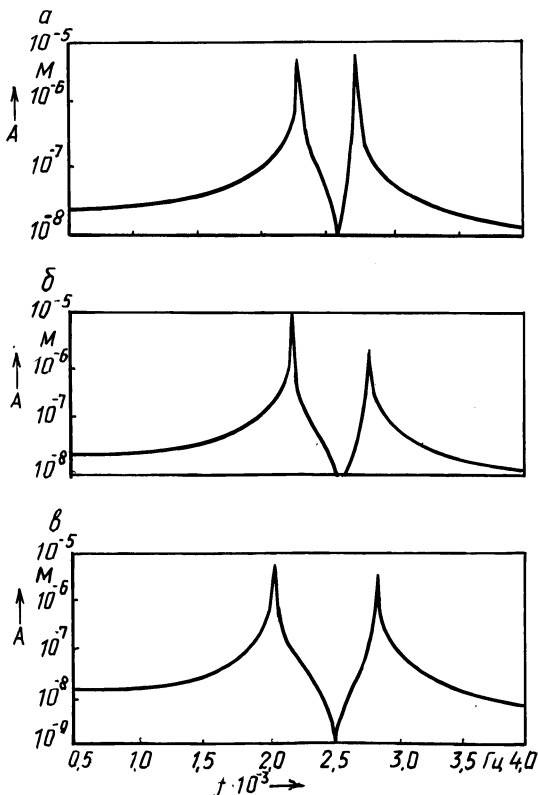


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика динамической системы при:
 $a - \mu = 0,01, \epsilon = 90$; $b - \mu = 0,01, \epsilon = 30$; $c - \mu = 0,01, \epsilon = 15$

можно осуществлять за счет изменения массы m_1 и жесткости упругого элемента c_1 , так как $\omega_1 = \sqrt{c_1/m_1}$.

Из соотношения (10) следует, что при настройке $\omega = \omega_1$ амплитуда колебаний массы гасителя b обратно пропорциональна m_1 . Значит, для того чтобы уменьшить амплитуду колебаний гасителя, надо увеличить массу деформирующего шара.

Был выполнен также анализ динамической системы реальной конструкции комбинированного ротационного инструмента путем решения уравнения (9) с помощью программы, написанной на языке Фортран-IV и реализованной на ЭВМ БЭСМ-6.

Графическое представление зависимости (9) получено с помощью графопостроителя ИТЕКАН-2М, а сами графики приведены на рис. 2 и 3.

Графики были построены при значениях ϵ , μ , ω и ω_1 , достаточно близких к реальным параметрам динамической системы, полученным путем снятия экспериментальных амплитудно-частотных характеристик динамической системы. При этом по массам m и m_1 были вычислены значения жесткости s и c_1 , а также ϵ .

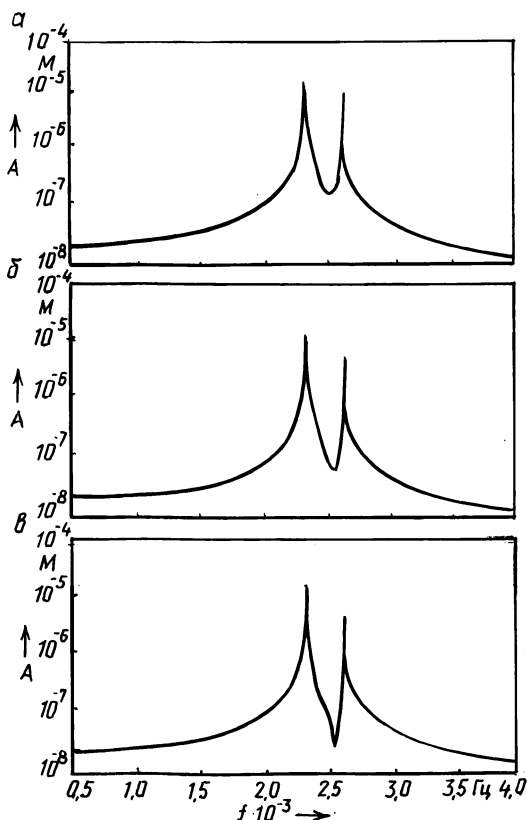


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика динамической системы при:
 $a - \mu = 0,027, \epsilon = 15$; $b - \mu = 0,05, \epsilon = 15$; $в - \mu = 0,1, \epsilon = 15$

Анализ графиков позволяет выявить значения f , μ и ϵ , при которых амплитуда колебаний рабочей части инструмента минимальна, а значения его конструктивных параметров, способствующих уменьшению амплитуды, оптимальны. К ним относятся диаметр деформирующего шара-гасителя и жесткость поджимающей его пружины.

Таким образом, на основе расчета динамической системы инструмента можно оптимизировать конструктивные элементы рабочей части комбинированного ротационного инструмента в целях обеспечения виброустойчивости процесса упрочняюще-чистовой обработки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. — М., 1976. — 270 с.
2. Вибрации в технике: Защита от вибрации/Под ред. К.В.Фролова. — М., 1980. — Т. 5. — 342 с.

УДК 621.787.4

Г.П.КРИВКО, канд.техн.наук (БПИ)

ФОРМООБРАЗОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПОРОШКОВОГО МАТЕРИАЛА ТОРЦОВЫМ РАСКАТНИКОМ

Анализ технологии изготовления бортов направляющих подшипника 53614К из порошковых материалов и причин выхода их из строя показал необходимость упрочняюще-отделочной обработки рабочей поверхности.

При неустановившемся процессе деформирования течение металла происходит в обе стороны от направления подачи. При определенной конструкции ролика можно добиться течения металла только в направлении подачи [1].

Процесс деформирования торцовой поверхности детали следует начинать при вращающемся обкатнике. Это позволит исходные гребешки неровностей детали деформировать в одну сторону.

Микрорельеф поверхности после деформирования не является следом деформирующих роликов, так как пластическое течение металла в большинстве случаев происходит как в направлении подачи, так и в обратном направлении, что приводит к определенному изменению микропрофиля поверхности, образованного ранее.

Если давление прижима больше, чем необходимо для пластического деформирования микронеровностей, происходит деформирование слоя металла под микронеровностями. При этом образуются волны, высота которых зависит от давления и геометрии роликов, пластичности и твердости упрочняемого металла, исходных параметров шероховатости и упругих отжатий обрабатываемой детали.

В предлагаемой многороликовой раскатке в качестве деформирующих элементов применяются конические или цилиндрические ролики с нематериализованной осью вращения.

Проведем силовой анализ работы конического ролика (рис. 1).

Учитывая линейность контакта корпуса раскатника с деформирующим ро-