

4. Бурмистров Е.В., Маркушин Е.М., Тарасов А.В. Крутильные колебания и их влияние на стойкость сверл малых диаметров при обработке жаропрочных и титановых сплавов. Материалы симпозиума "Прогрессивные конструкции сверл и их рациональная эксплуатация". Вильнюс, 1974.

УДК 621.9,02:534.1.001.5

А.М. Бледных

УСТАНОВКА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛ УПРУГОСТИ В ПРОЦЕССЕ РЕЗАНИЯ МЕТАЛЛОВ

Повышение производительности труда при механической обработке неразрывно связаны с устойчивостью процесса резания. Вибрации отрицательно влияют на долговечность станка, стойкость режущего инструмента, прочностные характеристики обработанной поверхности, снижают точность и ухудшают чистоту обработки.

При всех видах механической обработки имеют место изменения силы резания, обусловленные вынужденными колебаниями, автоколебаниями [1] и неравномерностью процесса стружкообразования.

Причины появления автоколебаний недостаточно изучены из-за сложности теоретического анализа и экспериментальных исследований.

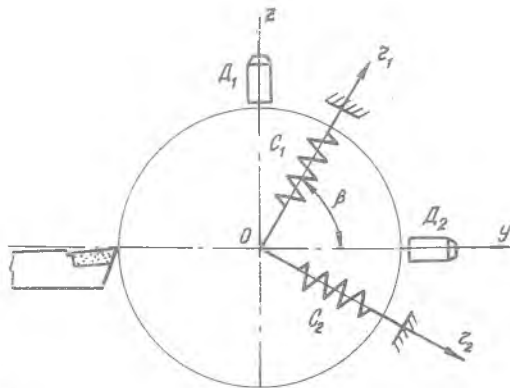
Как показано в работе [2], автоколебания могут возбуждаться и поддерживаться непосредственно силами резания и силами упругости системы СПИД. Частота автоколебаний не зависит от режимов резания, а определяется собственной частотой колебаний доминирующей системы. Так, при обработке на токарном станке доминирующей является система "деталь-опоры" [3]. При этом не всегда увеличение жесткости станка приводит к повышению его виброустойчивости [4].

Г.С. Лазарев рассматривает систему "деталь-опоры" станка как упругую систему с ориентированными осями жесткости и определенными значениями по этим осям. Устойчивость процесса резания связывается с величиной и направлением сил упругости и силы резания [5].

Целью настоящей работы являлось создание установки, позволяющей измерять величину и направление силы упругости системы "деталь-опоры" токарного станка в процессе резания.

Если упругую систему "деталь-опоры" станка рассматривать как систему с двумя степенями свободы в плоскости, перпендикулярной оси центров, то ее можно представить в виде двух пружин с жесткостью C_1 и C_2 ($C_1 \perp C_2$), ориентированных под углом β к координатным осям Y и Z (рис.1). Параметры упругой системы C_1 , C_2 и β определяются при анализе полярных диаграмм радиальной и ортогональной податливости [5].

Для определения сил упругости были использованы бесконтактные индуктивные датчики перемещения с независимым от станка креплением. Электрические параметры датчиков выбирались с расчетом возможности их включения непосредственно на вход тензоусилителей, выпускающихся серийно, например, ТА-5 или 8АНЧ-7М.



Р и с . 1. Схема упругой системы "деталь-опоры" станка; Z_1 и Z_2 - направления главных осей жесткости; D_1 и D_2 - бесконтактные индуктивные датчики перемещения

Имея осциллограмму перемещения оси детали по координатным осям Y и Z , можно построить траекторию движения оси детали и определить силы упругости в различных точках на этой траектории по зависимостям:

$$T = \sqrt{T_y^2 + T_z^2}; \quad (1)$$

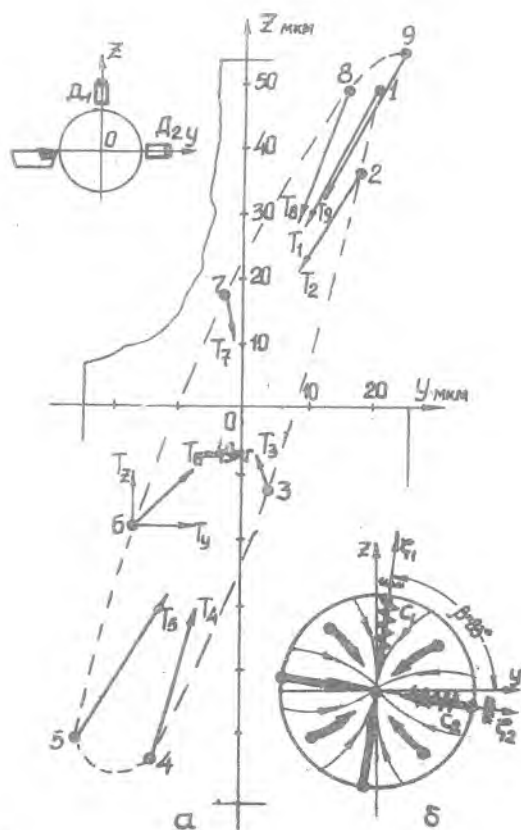
$$T = -C_{11} Y - C_{12} Z;$$

$$T = -C_{21} Y - C_{22} Z, \quad (2)$$

где T - сила упругости в рассматриваемой точке на траектории движения оси детали;

Y и Z - величины перемещений, определяемые по осциллограмме,

$$C_{11} = C_1 \cos^2 \beta + C_2 \sin^2 \beta;$$



Р и с. 2. Силы упругости системы "деталь - опоры": а - траектория движения оси детали для одного периода автоколебаний с величиной и направлением сил упругости в точках 1 - 9; б - теоретическое поле сил упругости системы "деталь-опоры" станка 1К62

$$C_{22} = C_1 \sin^2 \beta + C_2 \cos^2 \beta ;$$

$$C_{12} = C_{21} = (C_2 - C_1) \cos \beta \sin \beta .$$

Теоретическое поле сил упругости строится по зависимости

$$\frac{dz}{dy} = \frac{C_{21} y + C_{22} z}{C_{11} y + C_{12} z} \quad (3)$$

методом изоклин.

В качестве примера на рис.2а показана траектория движения оси детали, а также величина и направление сил упругости в различных точках на этой траектории для случая поперечной обточки, буртика шириной 5 мм в режиме автоколебаний на станке ИК62, на расстоянии 20 мм от заднего центра (деталь \varnothing 80 мм, $l = 600$ мм).

Параметры упругой системы "деталь-опоры": $C_1 = 1746$ кгс/мм; $C_2 = 2124$ кгс/мм; $\beta = 83^\circ$; $C_{11} = 2115$; $C_{22} = 1753$; $C_{12} = C_{21} = 45,4$. Режимы резания: $v = 40$ м/мин; $s = 0,14$ мм/об. Геометрия лопаточного реза: $\varphi = 0^\circ$; $\gamma = 0^\circ$; $\alpha = 8^\circ$.

На рис.2б показано теоретическое поле сил упругости, построенное по зависимости (3).

Как видно из рис.2, все силы упругости в рассматриваемом случае направлены к центру, к положению равновесия, то есть стремятся привести систему из отклоненного положения к положению равновесия. Таким образом, если силы упругости направлены к положению равновесия, то они противодействуют возникновению автоколебаний, и процесс резания будет устойчивым.

Л и т е р а т у р а

1. Амосов И.С. Осциллографические исследования вибраций при резании металлов. Сб.: "Точность механической обработки и пути ее повышения". Машгиз, 1951.

2. Латышев Н.Г. Влияния жесткости системы СПИД на вибрации при точении. Кандидатская диссертация. М., 1954.

3. Абрапохин Ю.А. Исследование вибраций при точении и растачивании консольно закрепленных деталей. Кандидатская диссертация, Куйбышев, 1973.

4. Свиринский Р.М. О влиянии колебаний на отжатия в системе СПИД. Кандидатская диссертация. М., 1971.

5. Лазарев Г.С. Устойчивость процесса резания металлов. "М., "Высшая школа", 1973.