УДК 621.797

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ ШПИНДЕЛЯ С КОМБИНИРОВАННОЙ ГОЛОВКОЙ ДЛЯ ВЕРТИКАЛЬНО-РАСТОЧНОГО СТАНКА

Сидашенко А.И., канд. техн. наук, Аветисян В.К., канд. техн. наук

(Харьковский государственный технический университет сельского хозяйства)

В статті розглянуто питання визначення жорсткості шпинделя з комбінованою головкою для вертикально-розточного станка при розмірно-чистовій обробці гільз циліндрів і може бути використаним в подальших дослідженнях по збільшенню точності та зменшення шорсткості гільз циліндрів при обробці

Статическая $j_{ст}$ и динамическая $j_{дин}$ жесткость в радиальном направлении может быть определена в соответствии с общими соотношениями, представленными в [1, 2]

$$j_{ст} = \frac{P_{ст}}{y_{ст}};\ j_{дин} = \frac{dP}{dy_{дин}}$$

Эквивалентная форма выражения для $j_{дин}$, определяемого вторым соотношением (1), имеет вид [1]

$$j_{дин} = \frac{\frac{dP}{dt}}{\frac{dy_{дин}}{dt}} = \frac{\dot{P}}{\dot{y}_{дин}}$$

где P - действующая сила •

Отметим, что это определение динамической жесткости отличается от принятого в [3, 4]

$$\frac{\partial}{dt} y_{дин}(x,t) = \delta_{max} \frac{2P_{max}}{a\mu} \omega \sum_{m=1}^{\infty} \frac{b}{P_m^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \frac{\omega^2}{P_m^2} - \frac{\gamma^2}{4}\right]^2 + \left(\frac{\nu\omega^2}{\pi P_m^2} + \gamma\right)^2}} \times$$

$$\times \sin\frac{\pi m x_2}{a} \sin\frac{\pi m x}{a} \sin(\omega t + \psi_m)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} P = P\max \delta\max \omega \sin \omega t$$

Из (3), (4) и (2) находим

$$j_{дин} = \left[\frac{2}{a\mu}\frac{1}{\sin\omega t}\sum_{m=1}^{\infty}\frac{1}{P_m^2}\cdot\frac{1}{\sqrt{\left[1-\frac{\omega^2}{P_m^2}-\frac{\gamma^2}{4}\right]^2+\left(\frac{v\omega^2}{\pi P_m^2}+\gamma\right)^2}}\times\right.$$

$$\left.\times\sin\frac{\pi m x_2}{a}\sin\frac{\pi m x}{a}\sin(\omega t+\psi_m)\right]^{-1}$$

Из (5), получим

$$j_{дин} = \left[\frac{2}{a\mu}\frac{1}{P^2}\sin\frac{\pi x_2}{a}\sin\frac{\pi x}{a}\right]^{-1}$$

или подставляя еще выражение для T^ , подучим

$$j_{дин} = \left[\frac{8}{\pi^5}\frac{a^3}{D^4 E}\sin\frac{\pi x_2}{a}\sin\frac{\pi x}{a}\right]^{-1}$$

Из этого соотношения следует, что жесткость системы сильно зависит от параметра x_2 - расстояния опорных шариков от края головки, а также от положения рассматриваемой точки шпинделя.

При уменьшении расстояния шариков от начала головки жесткость резко увеличивается, Жесткость также увеличивается для точек шпинделя, расположенных ближе к началу головки.

Из (7) находим выражение для динамической податливости рассматриваемой системы [3].

$$f = \frac{8}{\pi^5}\frac{a^3}{D^4 E}\sin\frac{\pi x_2}{a}\sin\frac{\pi x}{a}$$

Выполняя усреднение податливости f по длине головки, получим для среднего значения $\bar{f}$ выражение

$$\bar{f} = \frac{16}{\pi^6}\frac{a^3}{D^4 E}\sin\frac{\pi x_2}{a}$$

Величина обратная $\bar{f}$ характеризует "приведенную" жесткость η^*, соответствующую усредненной по длине головки податливости

$$\eta^* = \left[\frac{16}{\pi^6}\frac{a^3}{D^4 E}\sin\frac{\pi x_2}{a}\right]^{-1}$$

Из (10) следует, что приведенная жесткость η^* зависит от расстояния конца головки относительно начала головки, с уменьшением этого расстояния жесткость резко увеличится. Таким образом, регулирование жесткости рассматриваемой системы может быть осуществлено путем выбора величины конструктивного параметра, соответствующего расстоянию шариков от начала головки.

Рассмотрим соотношение между статической и динамической податливостями ($f_{ст}$ и $f_{дин}$)

$$f_{ст} = \frac{y_{ст}}{P_{max}} = \frac{2}{\pi^4}\frac{a^3}{EI}\sum_{m=1}^{\infty}\frac{\sin\frac{m\pi x_2}{a}\sin\frac{m\pi x}{a}}{m^4}$$

$$f_{дин} = \frac{a}{P_{max}\delta_{max}\cos 4\pi\omega t}\delta_{max}\frac{2P_{max}}{a\mu}\sum A_m \sin\frac{m\pi x_2}{a}\sin\frac{m\pi x}{a}$$

В случае $\omega << P_m$ получим

$$A_m \sim \frac{1}{P_m^2} = \frac{1}{\frac{EI}{\mu}\left(\frac{\pi m}{a}\right)^4}$$

$\psi_m \sim 0$

Отсюда

$$f_{дин} = \frac{2}{\pi^2}\frac{a^3}{EI}\sum_{m=1}^{\infty}\frac{\sin\frac{m\pi x_2}{a}\sin\frac{m\pi x}{a}}{m^4}$$

Из (11) и (14) в рассматриваемом случае получим

$f_{дин} = f_{ст}$

Если имеет место соотношение $\omega >> P_m$ (по крайней мере для $m = 1$), тогда

$$Am \sim \frac{1}{P_m^2}\frac{1}{\frac{\omega^2}{P_m^2}} = \frac{1}{\omega^2}$$

отсюда получаем, что

$$f_{дин} = \frac{a^3}{\pi^4 EI}\sum\frac{\sin\frac{m\pi x_2}{a}\sin\frac{m\pi x}{a}}{m^4}$$

или

$$f_{дин} = \frac{a^4}{\pi^4}\frac{\rho\omega^2}{EI}f_{ст}$$

В случае резонанса, т.е. при

$$\omega^2 = \omega^2_{рез} = \frac{1-\left(\frac{\gamma}{2}\right)^2 - \gamma\frac{\nu}{\pi}}{\left(\frac{\nu}{\pi}\right)^2 + 1} P^2_m$$

Список литературы

1.Медведев Д.Д. Точность обработки в мелкосерийном производстве. М.: Машиностроение, 1973

2. Сорокин Е.С. К теории внутреннего при колебаниях упругих систем. М.: Госстройиздат, 1960

3. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. /Ред. совет: Челомей В.Н. (пред) и др. М.: Машиностроение, 1978.т.1. Колебания линейных систем / Под ред. Болотина В.В./

4. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний. (Учебник для вузов). Изд. 2-е, перераб. М.: Наука, 1964.

Аннотация

Определение жесткости шпинделя с комбинированной головкой для вертикально-расточного станка

В статье рассмотрен вопрос определения жесткости шпинделя с комбинированной головкой для вертикально-расточного станка при размерно-чистовой обработке гильз цилиндров и может быть использовано в дальнейших исследованиях по увеличению точности и уменьшению шероховатости гильз цилиндров при обработке

Abstract

Definition of a rigidity of a spindle with the combined head for vertical of the machine tool

In a paper the problem of definition of a rigidity of a spindle with the combined head for vertical of the machine tool surveyed at a dimensionally - finish machining of barrels of barrels and can be utilized in the further explorations on magnification of an exactitude and diminution of a roughness of barrels of barrels at handling