УДК 621.9

Г.О. Оборський, к.т.н., проф.
Одеський національний політехнічний університет
О.А. Оргіян, д.т.н., проф.
Одеська національна академія харчових технологій

РОЗРАХУНКИ ЗАПАСІВ СТІЙКОСТІ ВЕРСТАТІВ

У статті представлена розрахункова модель для оцінки динамічної стійкості металорізальних верстатів як відношення амплітуди коливань холостого ходу та різання. Параметри моделі визначаються розрахунково-експериментальними способами.

У роботі на основі визначення коливань холостого ходу та побудови замкнутої динамічної системи верстата запропонована методика розрахунку запасу стійкості по відношенню амплітуди змушених коливань при різанні до амплітуди коливань холостого ходу $A_{різ}/A_{хх}$.

Аналіз динамічної системи при холостому ході повинний обов'язково передувати більш загальному аналізові процесів при обробці деталей, тому що динамічна система верстата на холостому ході є складовою частиною динамічної системи верстата при різанні [1]. Природно припустити, що при прецизійній фінішній обробці вплив збурювань при холостому ході істотно відбивається на точності обробки.

Постановка задачі. Попередні дослідження спектрів коливань при холостому обертанні шпинделя виявили, що ці коливання виникають під дією збурювань, частоти яких кратні частоті збурювання [2]. Джерелами збурювань є погрішності форми тіл кочення та доріжок внутрішнього та зовнішнього кілець підшипників. Підвищені рівні коливань при холостому обертанні і при різанні виникають, коли частота якої-небудь гармоніки збурювання стає рівною власній частоті характерної потенційно-хитливої форми коливань. Наприклад, при розточуванні такою формою є згинаюча форма коливань шпинделя з борштангою. Зміна частоти вплівів (швидкість обертання) призводить до виникнення різних за інтенсивністю збурювань. Метою роботи є визначення максимальної інтенсивності збурювань, що формують невеликі динамічні погрішності обробки і впливають на надійність технологічного процесу.

Прийнята розрахункова схема зображена на рис. 1.

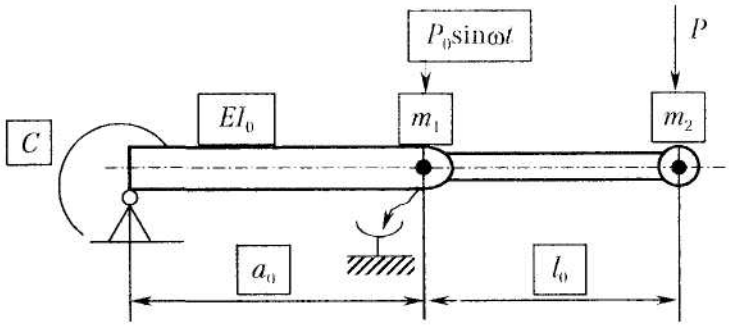

Рис.1. Розрахункова схема

Пружні характеристики шпинделя описані параметрами: EI_0, a_0 – згинаюча твердість перетину та довжина консольної частини шпинделя; C – приведена твердість защемлення в середньому перетині передньої опори, що відображає опір, і пролітної частини шпинделя; m_1 – інерційна характеристика шпинделя, що задається масою, приведеною до перетину фланця.

Характеристики борштанги: EI – твердість поперечного перерізу; $l_0 = l_б + b$, де $l_б$ – довжина борштанги, b – сума товщин фланців шпинделя і борштанги.

Система рівнянь, що описує коливання при холостому ході, складена на базі основних положень динаміки верстатів [1]:

$$\begin{aligned} m_1\ddot{y}_1 + b\dot{y}_1 + \bar{\delta}_{22}y_1 - \delta_{21}y_2 &= P_0\sin\omega t, \\ m_2\ddot{y}_2 + \bar{\delta}_{11}y_2 - \delta_{21}y_1 &= 0, \end{aligned} \qquad (1)$$

де ω – частота обертання; b – коефіцієнт дисипації; δ_{ik} – коефіцієнти впливу; P_0 – силове збурювання при холостому ході.

Представимо рішення цієї системи у вигляді:

$$y_1 = a_{11}\cos\omega t + a_{12}\sin\omega t,$$
$$y_2 = a_{21}\cos\omega t + a_{22}\sin\omega t. \qquad (2)$$

Підставивши (2) у (1), обчислимо визначник з коефіцієнтів при невідомих

$$\Delta = \begin{vmatrix} \overline{\delta}_{22} - m_1\omega^2 & -b\omega & -\overline{\delta}_{21} & 0 \\ b\omega & \overline{\delta}_{22} - m_1\omega^2 & 0 & -\overline{\delta}_{21} \\ -\overline{\delta}_{21} & 0 & \overline{\delta}_{11} - m_2\omega^2 & 0 \\ 0 & -\overline{\delta}_{21} & 0 & \overline{\delta}_{11} - m_2\omega^2 \end{vmatrix} =$$

$$= \frac{1}{[(\overline{\delta}_{11} - m_2\omega^2) - (\overline{\delta}_{22} - m_1\omega^2) - \overline{\delta}_{12}^2]^2 + b^2\omega^2(\overline{\delta}_{11} - m_2\omega^2)^2}.$$

Знайдемо значення амплітуд a_{21} і a_{22}. Для цього обчислимо такі визначники:

$$\Delta_{21} = \begin{vmatrix} \overline{\delta}_{22} - m_1\omega^2 & -b\omega & P_0 & 0 \\ b\omega & \overline{\delta}_{22} - m_1\omega^2 & 0 & -\overline{\delta}_{21} \\ \overline{\delta}_{21} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\overline{\delta}_{21} & 0 & \overline{\delta}_{11} - m_2\omega^2 \end{vmatrix} =$$

$$= P_0[-\overline{\delta}_{21}^3 + \overline{\delta}_{21}(\overline{\delta}_{22} - m_1\omega^2)(\overline{\delta}_{11} - m_2\omega^2)],$$

$$\Delta_{22} = \begin{vmatrix} \overline{\delta}_{22} - m_1\omega^2 & -b\omega & -\overline{\delta}_{21} & P_0 \\ b\omega & \overline{\delta}_{22} - m_1\omega^2 & 0 & 0 \\ -\overline{\delta}_{21} & 0 & \overline{\delta}_{11} - m_2\omega^2 & 0 \\ 0 & -\overline{\delta}_{21} & 0 & 0 \end{vmatrix} =$$

$$= -P_0[b\omega\overline{\delta}_{21}(\overline{\delta}_{11} - m_2\omega^2)].$$

Обчисливши ці визначники, знайдемо максимальне динамічне переміщення

$$y_2^{\max} = \sqrt{a_{12}^2 + a_{22}^2} = \sqrt{\left(\frac{\Delta_{21}}{\Delta}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_{22}}{\Delta}\right)^2},$$

і відповідне значення P_0:

$$P_0 = \frac{y_2^{\max}\sqrt{[(\overline{\delta}_{11} - m_2\omega^2)(\overline{\delta}_{22} - m_1\omega^2) - \overline{\delta}_{21}^3]^2 + b^2\omega^2(\overline{\delta}_{11} - m_2\omega^2)^2}}{\overline{\delta}_{12}}. \qquad (3)$$

Наприклад, на основі аналізу коливань при холостому обертанні для головок УАР-2 виявлені найбільш основні (викликають найбільші амплітуди коливань) гармоніки збурювання. Характеристики гармонік наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Число оборотів n, Об/хв	Число гармонік, Гц	Амплітуди гармонік, мкм	Кратність амплітуди гармонік до частоти обертання K
2000	295	0,015	9
	460	0,009	18
	720	0,004	24
3000	470	0,035	9
	940	0,021	18
	1250	0,011	24
5000	750	0,036	9
	1500	0,027	18
	1990	0,020	24

Відповідні силові збурювання, що передаються від підшипників на борштангу, розраховані за співвідношення (3). Залежність характерних частот збурювань від частоти холостого обертання шпинделя представлена на рис. 2.

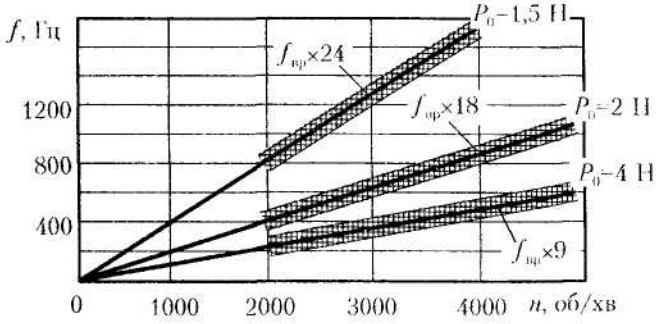

Рис. 2. Частоти збурювань в підшипниках у залежності від частоти обертання шпинделя головки УАР-2

Для кожної гармоніки зазначене середнє значення амплітуди силового збурювання. Найбільш інтенсивна гармоніка має частоту $f_{ор}\times 9$ й амплітуду $P_0 \approx 4H$. Очевидно, що небезпечними є частоти обертання, при яких

$$f_{вр} = \frac{f_c}{9},$$

де f_c – перша власна частота згинаючих коливань шпинделя з борштангою.

Таким чином, за пропонованою методикою визначені параметри замкнутої динамічної системи.

Рівняння руху замкнутої динамічної системи "шпиндель – борштанга" має вигляд:

$$m_1\ddot{y}_1 + b\dot{y}_1 + \delta_{22}y_1 - \delta_{21}y_2 = P_0 \sin\omega t,$$
$$m_2\ddot{y}_2 + \delta_{11}y_2 - \delta_{21}y_1 = \mu P_z,$$

$$T_p\dot{P}_z + P_z = -k_p y_2,$$

де P_z – головна складова сили різання; k_p – коефіцієнт різання; T_p – інерційна постійна стружкоутворення.

Для визначення коефіцієнта запасу стійкості варто розрахувати $y_2 = (\omega)$ для цих двох випадків, тобто розрахувати АХЧ системи.

Тоді

$$K = \frac{A_{різ}}{A_{хх}} = \frac{y_2(\omega)_{P_z\neq 0}}{y_2(\omega)_{P_z=0}}.$$

Для розрахунку варто брати резонансні відносини амплітуд. На рис. 3 наведені типові АХЧ системи при варіюванні $\omega(f_{вр})$ від 0 до 2000π із кроком 2π при глибині різання t = 0,2 мм.

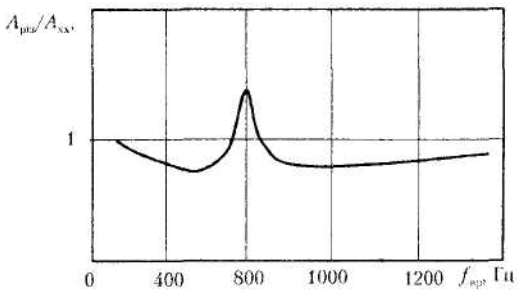

Рис. 3. Залежність $A_{різ}/A_{хх}$ від частоти обертання:
$P_0 \approx 4$ Н, $k_p = 2\cdot10^6$ Н/м, $T_p = 0{,}15\cdot10^{-3}$ з, $b = 13\cdot10^3$ Н·с/м, $з = 8\cdot10^6$ Н/м

Висновки:

1. Величина $A_{різ}/A_{xx}$, що характеризує запас стійкості динамічної системи, залежить від збурювань, що виникають у підшипниках, причому інтенсивність цих збурювань істотно залежить від частоти обертання.

2. Для тонкого розточування величина відношення $A_{різ}/A_{xx}$ може бути менше одиниці, а в резонансних режимах величина цього відношення досягає значень 1,2–1,6.

3. Відношення $A_{різ}/A_{xx}$ в межах 0,9–1,1 характеризує високу динамічну якість верстатів та оптимальні параметри процесу різання.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Кудинов В.А.* Динамика станков.– М.: Машиностроение, 1967.– 300 с.
2. *Копелев Ю.Ф.* Параметрические колебания станков при резании. Дис..... д-ра техн. наук: 05.03.01/ЭНИМС. – М., 1985.

ОБОРСЬКИЙ Геннадій Олександрович – кандидат технічних наук, професор, завідуючий кафедрою „Металорізальні верстати, метрологія та сертифікація" Одеського національного політехнічного університету.

Наукові інтереси:
– надійність технічних систем.
65044, м. Одеса, пр. Шевченка, 1, ОНПУ
Тел.: (0482) 28-82-01
E-mail: igor@iptdm.ospu.odessa.ua

ОРГІЯН Олександр Андрійович – доктор технічних наук, завідуючий кафедрою „Нарисна геометрія та інженерна графіка" Одеської національної академії харчових технологій.

Наукові інтереси:
– надійність технічних систем.
65044, м. Одеса, вул. Канатна, 112, ОНАХТ
Тел.: (0482) 29-11-96

Подано 01.08.2003