

диапазоне, обеспечивающие наименьшие амплитуды радиальных колебаний ротора в обеих опорах при различном "внешнем" дисбалансе. Векторы наименьшего влияния дисбаланса, обусловленного неуравновешенными массами m_2 и m_3 , постоянны практически для всех рассмотренных значений неуравновешенной массы и частот вращения ротора. При этом градиент фаз ψ в случае наименьшего влияния на уровень радиальных колебаний ротора как в опоре 1, так и в опоре 2, равняется π . Если же сравнить оптимальные градиенты фаз φ при оптимальном $\psi = 180^\circ$ с результатами, полученными при $m_3 = 0$ (см. рис. 2), то окажется, что векторы наименьшего влияния дисбаланса от m_2 изменили свое направление на противоположное, что вполне объяснимо, поскольку $m_3 > m_2$.

Опыт эксплуатации технологического оборудования для прецизионной резки полупроводниковых материалов сверхтонкими алмазными дисками показывает, что в большинстве случаев внешний дисбаланс от инструмента превышает остаточный дисбаланс ротора в плоскости коррекции, расположенной ближе к плоскости крепления инструмента. Это связано в первую очередь с неизбежной погрешностью установки инструмента с оправкой на посадочной шейке вала. Поэтому учет "внешнего" дисбаланса от инструмента и выбор градиента фаз φ при балансировке ротора открывает дополнительные возможности для улучшения точностных и динамических характеристик шпиндельного узла. В рассмотренном случае такой подход позволил уменьшить виброактивность системы более чем в 2 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коновалов И.В., Тарасевич А.И. Эксплуатационное исследование выходных показателей высокоскоростной дисковой резки полупроводниковых пластин на кристаллы // Электронная техника. Сер. 7. Технология, организация производства и оборудование. — 1985. — Вып. 1 (128). — С. 34–37. 2. Зобнин А.П., Кельзон А.С., Малинин Л.М. Влияние угла между векторами дисбалансов на амплитудно-частотную характеристику линейной роторной системы и способ его измерения // Вестн. машиностроения. — 1982. — № 5. — С. 27–29. 3. Ковалев М.П., Моржаков С.П., Терехова К.С. Динамическое уравнивание роторов гироскопических систем. — М.: Оборонгиз, 1962. — 258 с.

УДК 621.914.32-752

В.Ф. ГОРОШКО, Н.А. КОЗЛОВСКИЙ

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ ПРИВодОВ ПОДАЧ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РЕЗАНИЯ

При работе фрезерных станков на повышенных скоростях и при значительных усилиях резания возникают колебания рабочих органов, ограничивающие максимальные режимы фрезерования. При обработке торцовыми фрезами амплитуда этих колебаний достигает наибольшего значения [1]. Проведенные исследования фрезерно-расточного станка мод.6М610Ф2-1 показали, что в его системе СПИД основная доля упругих перемещений (до 80 %) приходится на привод стола и фрезерную каретку с ползуном в направлении подачи стола

[2]. Причем при фрезеровании деталей наибольшая амплитуда колебаний наблюдается у стола и в зависимости от режимов резания — у ползуна или каретки.

При исследовании влияния характеристик резания на виброустойчивость привода стола расчетная схема упругой системы станка с определенной погрешностью может рассматриваться как цепная трехмассовая с массами стола m_c , ползуна m_p и каретки m_k . Колебательные звенья стола и каретки с жесткостью c_c , c_k и коэффициентом демпфирования h_c , h_k имеют заземления со стороны станины и портала, имитирующие их значительно большую инерционность по сравнению с другими элементами станка. Контур стола связан с упругой системой станка процессом резания, характеризуемым коэффициентами жесткости c_p и демпфирования h_p [3].

Экспериментально установлено, что при малом вылете ползуна частота его колебаний намного выше, чем каретки [2]. По методу присоединения масс высокочастотных контуров к низкочастотным [4] можно упростить расчетную схему, используя уравнения:

$$c_3 = \frac{c_p c_p}{c_p + c_p}; \quad h_3 = \left(\frac{c_p}{c_p + c_p} \right)^2 h_p + \left(\frac{c_p}{c_p + c_p} \right)^2 h_p, \quad (1)$$

где c_p , c_3 — жесткость соответственно ползуна и эквивалентного участка; h_p и h_3 — коэффициент демпфирования соответственно ползуна и эквивалентного участка.

Для теоретических исследований передаточная функция динамической системы станка определялась следующим образом. На основании работы [5] сделано допущение, что при отклонении в малом динамическая система тяжелого фрезерно-расточного станка мод. 6М610Ф2-1 может рассматриваться в линеаризованном виде. Тогда процессы, протекающие в системе стол—каретка, с достаточной точностью описываются типовыми дифференциальными уравнениями второго порядка:

$$\begin{cases} P = c_c \ddot{x}_c + h_c \dot{\ddot{x}}_c + m_c \ddot{\ddot{x}}_c + c_3 (x_c - x_k) + h_3 (\dot{x}_c - \dot{x}_k); \\ c_3 (x_c - x_k) + h_3 (\dot{x}_c - \dot{x}_k) = m_k \ddot{x}_k + h_k \dot{\ddot{x}}_k + c_k x_k, \end{cases} \quad (2)$$

где P — сила резания; x_c и x_k — перемещение соответственно стола и каретки.

В изображениях Лапласа уравнения (2) имеют вид:

$$\begin{cases} P(s) = (1 + T_c'' s + T_c^2 s^2) X_c(s) - \frac{x_{c0}}{x_{c0}} \left(\frac{c_3}{c_c + c_3} + T_c' s \right) X_k(s); \\ (1 + T_k'' s + T_k^2 s^2) X_k(s) = \frac{x_{c0}}{x_{c0}} \left(\frac{c_3}{c_3 + c_k} + T_k' s \right) X_c(s), \end{cases} \quad (3)$$

где $P(s)$; $X_c(s)$; $X_k(s)$ — изображения Лапласа силы резания, перемещений стола и каретки; s — оператор Лапласа; $T_c = \sqrt{m_c / (c_c + c_3)}$, $T_k = \sqrt{m_k / (c_3 + c_k)}$ — постоянные времени колебательных звеньев стола и каретки; $T_c' = h_c / (c_c + c_3)$,

$T'_c = (h_c + h_3)/(c_c + c_3)$, $T'_k = h_3/(c_3 + c_k)$, $T''_k = (h_3 + h_k)/(c_3 + c_k)$ – постоянные времени демпфирования системы; дополнительным индексом "нуль" обозначены установившиеся значения переменных.

После соответствующих преобразований выражений (3) передаточная функция разомкнутой системы

$$W(s) = - \frac{1}{KT'_c s (T'^2_c s / T''_c + 1)} \left(\frac{KT^2_3 s^2 + 2\sqrt{K}\xi_3 T_3 s + 1}{T^2_k s^2 + 2\xi_k T_k s + 1} \right), \quad (4)$$

где $K = \frac{(c_c + c_3)(c_3 + c_k)}{(c_c + c_3)(c_3 + c_k) - c^2_3}$, $K_1 = \frac{c_3(c_c + c_3)}{(c_c + c_3)(c_3 + c_k) - c^2_3}$, $K_2 = \frac{c_3(c_3 + c_k)}{(c_c + c_3)(c_3 + c_k) - c^2_3}$ – коэффициенты усиления системы станка по соот-

ношению его жесткостей; $T_3 = \sqrt{T^2_k - T'_c T'_k}$ – постоянная времени эквивалентной системы; $\xi_k = (h_3 + h_k) / [2\sqrt{m_k(c_3 + c_k)}]$, $\xi_3 = (KT''_k - K_1 T'_c - K_2 T'_k) 2 \times \sqrt{KT_3}$ – относительные коэффициенты демпфирования колебательных звеньев.

Анализ устойчивости системы, описываемой выражением (4), осуществляется по коэффициентам ξ_k , ξ_3 и амплитуде колебаний стола.

Жесткость и коэффициент демпфирования стола, ползуна и каретки рассчитывались по зависимостям, приведенным в [5], и уточнялись экспериментально. Их средние значения: $c_c = 126$ МН/м; $c_p = 102$ МН/м; $c_k = 250$ МН/м; $h_c = 10,5$ кН·с/м; $h_p = 9$ кН·с/м; $h_k = 8,5$ кН·с/м. В соответствии с работой [3] параметры резания определялись из уравнений:

$$\dot{c}_p = K_p b / (1 + T^2_p \omega^2); \quad h_p = -K_p b T_p / (1 + T^2_p \omega^2), \quad (5)$$

где K_p – коэффициент удельного сопротивления резанию: $K_p = 300 \dots 1800$ Н/мм²; b – суммарная ширина среза, мм; T_p – постоянная времени стружкообразования, с: $T_p = l_p / v$; l_p – постоянная пути резания, м: $l_p = na\lambda [1 + 1/(\mu\lambda)]$; n – постоянный коэффициент: $n = 0,5 \dots 1,3$; a – средняя толщина среза, мм; λ – средняя продольная усадка стружки: $\lambda = 2,2 \dots 6$; μ – коэффициент трения стружки о резец: $\mu = 0,3 \dots 0,55$; v – скорость резания, м/с; ω – угловая частота, с⁻¹.

Из уравнения (5) видно, что коэффициенты c_p и h_p существенно зависят от режимов фрезерования. При обработке конструкционных сталей торцевой фрезой, имеющей диаметр 315 мм и 18 зубьев, жесткость может изменяться от нуля до 90 МН/м, а демпфирование – до 50 кН·с/м. В случае обработки специальных труднообрабатываемых материалов фрезами большего диаметра эти

коэффициенты изменяются в значительных пределах. При этом коэффициент h_p всегда меньше нуля, что при определенных режимах резания может привести к возникновению вибрации станка. Так, например, установлено, что при обработке детали из стали ШХ15 на режиме с $K_p = 890 \text{ Н/мм}^2$, $a = 0,2 \text{ мм}$, глубиной фрезерования $t = 5 \text{ мм}$, количеством зубьев, участвующих в работе, $z = 10$ ($b = 50 \text{ мм}$), $v = 60 \text{ м/мин}$, $\lambda = 3,23$, $n = 0,5$, $\mu = 0,37$ жесткость и демпфирование составили соответственно $44,5 \text{ МН/м}$ и $26,4 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$. Из уравнений (1) следует, что им соответствуют $c_3 = 31 \text{ МН/м}$ и $h_3 = -12 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$. Значит, выполняются неравенства:

$$|h_3| > |h_c|; \quad |h_3| > |h_k|. \quad (6)$$

В этом случае относительные коэффициенты демпфирования ξ_k и ξ_3 становятся отрицательными, что ведет к потере динамической устойчивости системы.

Повысить динамическую устойчивость станка можно путем снижения абсолютного значения коэффициента h_p . Это достигается за счет уменьшения подачи на зуб (толщины среза), глубины и ширины фрезерования (ширины среза). В частности, при уменьшении одного из указанных параметров до $a = 0,1 \text{ мм}$ ($h_3 = -7,3 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$), $t = 3 \text{ мм}$ ($h_3 = -8,3 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$) и ширины фрезерования $b = 30 \text{ мм}$ ($h_3 = -8,3 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$) изменяется знак в неравенствах (6) и передаточная функция (4) описывает устойчивые колебательные звенья. Однако этот путь нерационален, так как ведет к снижению производительности металлообработки.

Другим более перспективным путем улучшения динамики процесса резания без снижения производительности станка является увеличение скорости фрезерования, поскольку при этом коэффициент h_p уменьшается в основном за счет изменения постоянной времени T_p . Режимы резания со скоростью фрезерования более 3 м/с не вызывают потери устойчивости колебательных контуров системы, так как при этом относительные коэффициенты демпфирования ξ_k и ξ_3 не имеют отрицательных значений.

Амплитуда колебаний системы станка определялась по частотной характеристике замкнутой системы, передаточная функция которой может быть записана в виде

$$\Phi(s) = \frac{1}{T_c^2 s^2 [1 + W(s)]}. \quad (7)$$

На рис. 1 даны амплитудные характеристики системы, соответствующие уравнению (7), при $m_c = 2350 \text{ кг}$ и $m_k = 2000 \text{ кг}$. Кривая 1 показывает уровень колебаний стола и каретки в режиме резания, вызывающего неустойчивое перемещение рабочих органов ($a = 0,2 \text{ мм}$; $b = 50 \text{ мм}$; $v = 1 \text{ м/с}$). Реакция динамической системы на входное воздействие, вызванное процессом резания при скорости фрезерования 2 м/с , показана кривой 2. Из приведенных характеристик видно, что они имеют две резонансные частоты. Уровень колебаний рабочих органов в полосе частот собственных колебаний стола (40...41 Гц) достаточно высок. В области резонансной частоты каретки (60...62,5 Гц) он несколько ниже. Увеличение скорости резания способствует снижению амплитуды колебаний станка (кривая 2 в области резонансных частот расположена ниже кривой 1).

Влияние режимов резания на уровень колебаний рабочих органов станка проверялось экспериментально при фрезеровании заготовок на станке мод. 6М610Ф2-1. Определение зон возбуждения вибрации осуществлялось при фрезеровании деталей из стали ШХ 15 торцевой фрезой, имеющей диаметр 315 мм и 18 зубьев. Ширина фрезерования выбиралась максимальной, при которой происходила полная загрузка привода главного движения (вращения фрезы) до мощности 30 кВт. Режимы резания изменялись в следующих пределах: глубина фрезерования 1...8 мм, скорость подачи 1...4 мм/с; скорость резания 1...4 м/с. Регистрировались колебания стола и каретки.

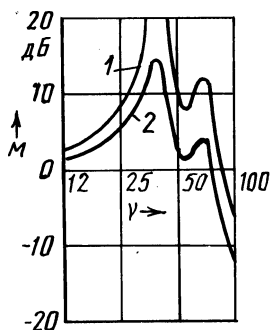


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики замкнутой системы

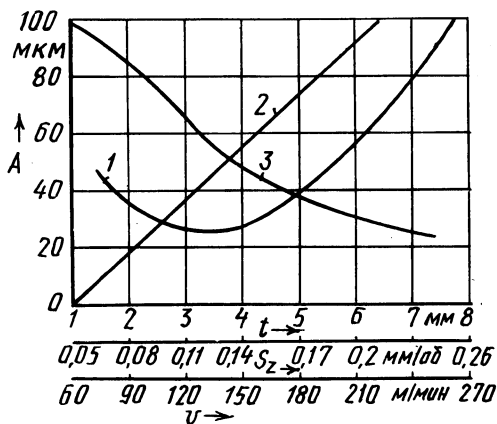


Рис. 2. Зависимость амплитуды колебаний стола от глубины резания t , подачи на зуб S_z и скорости фрезерования v

При обработке экспериментальных данных установлено, что колебания стола происходят на частотах 38...42 Гц. Частота колебаний каретки находилась в полосе 52...65 Гц. Амплитуды этих колебаний вдоль направления подачи стола на 70 % превышали амплитуды колебаний рабочих органов в других направлениях.

Получены основные закономерности, позволившие дать оценку влияния

изменения режимов фрезерования на уровень колебаний рабочих органов. На рис. 2 показаны усредненные графики зависимостей амплитуды виброперемещения стола от изменения глубины фрезерования (кривая 1), подачи на зуб (кривая 2) и скорости резания (кривая 3). Видно, что увеличение глубины фрезерования и подачи на зуб способствует росту вибрации динамической системы станка. Уровень колебаний его рабочих органов снижается при повышении скорости резания. Установлено, что при $v > 4...5$ м/с процесс фрезерования практически не вызывал ощутимых виброперемещений узлов станка при любых нагрузках приводов, вплоть до максимальных.

Таким образом, можно сделать вывод, что применение прогрессивного режущего инструмента, допускающего повышенные режимы обработки материалов, в том числе скорость резания более 5 м/с, является перспективным направлением снижения уровня вибрации фрезерных станков.

ЛИТЕРАТУРА

1. К л и м о в с к и й В.В., Г р и ш а н д и н В.Ф. Исследование виброустойчивости тяжелых вертикально-фрезерных станков // Станки и инструмент. — 1977. — № 5. — С. 12–13.
2. Виброустойчивость фрезерно-расточного станка мод. 6М610Ф2:1 с ЧПУ при резании / Н.А. Козловский, И.И. Вовнейко и др. // Весці АН БССР. Сер. фіз.-тэхн. навук. — 1980. — № 4. — С. 94–98.
3. К у д и н о в В.А. Динамика станков. — М.: Машиностроение, 1967. — 359 с.
4. Н и к и т и н Б.В. Расчет динамических характеристик металло-режущих станков. — М.: Машгиз, 1962. — 112 с.
5. Расчет динамических характеристик упругих систем станков с ЧПУ. — М.: ЭНИМС, 1976. — 98 с.