

УДК 621.9.06-229

Р. Г. КУДОЯРОВ, Ю. В. ПЕРЕВЕРТАЙЛО, С. И. ФЕЦАК

ВЛИЯНИЕ СИЛ ТРЕНИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ПРИВОДЕ СТАНКА, НА ХАРАКТЕР ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Приведены сведения о влиянии силы трения на подачу при работе многоцелевого станка, разработана математическая модель, характеризующая скачкообразное перемещение подвижной части привода. *Нелинейность силы трения; подвижная часть привода; скачкообразное движение; обобщенная математическая модель; изменение подачи в процессе обработки*

Трение представляет собой сложное явление, определяемое совокупностью разнообразных процессов, сопровождающих работу привода станка. Для оценки влияния процессов, происходящих при перемещении подвижной части привода, на характер перемещения инструмента, следовательно, и на качество обработанной поверхности, целесообразно составить единую математическую модель. Это представляется возможным, если рассмотреть влияние настроек привода подач и силы трения на перемещение подвижной части привода и с учетом этого провести анализ характера относительного движения инструмента и детали.

Динамическая система станка является замкнутой и состоит из взаимодействующих элементов упругой системы, в качестве которых принято рассматривать подвижную и неподвижную части привода, а также рабочие процессы резания и трения [1].

В качестве элемента упругой системы необходимо выделить привод, так как его работа определенным образом влияет на движение подвижной части, которое может носить неравномерный характер.

Основными параметрами, характеризующими скачкообразное движение подвижной части привода [2], являются: амплитуда скачка; продолжительность скачка t_1 ; величина продолжительности остановки t_2 . При значительной скорости задающего звена подвижная часть привода движется непрерывно без остановок, а при малой скорости перемещается с остановками и периодическими скачками. Для каждой устойчивой системы существует критическая скорость, ниже которой подвижная часть привода движется скачкообразно. При скорости

подвижной части меньше критической и постоянном коэффициенте жесткости привода скачки подвижных частей приводов возникают постоянно; при работе станка они могут достигать 300 мкм и более.

Величину скачка подвижной части привода можно определить из условия:

$$\zeta \approx \frac{2\Delta F}{c}, \quad (1)$$

где ΔF – скачок силы трения при переходе от состояния покоя к движению; c – жесткость подвижной части привода.

Для анализа поведения механической системы станка является целесообразным использование математической модели в виде системы дифференциальных уравнений, описывающих перемещение подвижной части привода и перемещение инструмента по координатам X , Y и Z . При этом необходимо учитывать нелинейные характеристики элементов.

1. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОЙ ЧАСТИ ПРИВОДА

Перемещение подвижной части привода будет оказывать определенное возмущающее воздействие на процесс резания, которое может привести к возникновению отклонений (колебаний) формообразующего движения.

При возникновении отклонений положения режущего инструмента режимы резания изменяются. Так, при обработке детали на многоцелевом станке колебания инструмента $U_p(O, \tau)$ в направлении, параллельном движению подачи заготовки приводят к изменению подачи. В этом случае зависимость фактической подачи от характера перемещения подвижной части привода можно представить в виде

$$S_{\phi} = [S \pm U_p(O, \tau)], \quad (2)$$

где S – величина устанавливаемой подачи подвижной части привода; $U_p(O, \tau)$ – функция, учитывающая изменение подачи.

Для определения величины силы резания при описании относительного перемещения инструмента воспользуемся известной эмпирической зависимостью; с учетом (2)

$$P_z = C_{pz} t^{x_p} S_{\phi}^{y_p} v^{z_p}, \quad (3)$$

где C_{pz} – постоянная, соответствующая определенным условиям резания, материалам обрабатываемой детали и инструмента, определенной геометрии инструмента; t – глубина резания; v – скорость резания; x_p, y_p, z_p – соответствующие показатели степени.

При составлении математической модели в качестве привода подач рассмотрен стандартный регулируемый привод с ПИ-регулятором скорости и тока, наиболее часто применяемый в современных станках с ЧПУ.

Ввиду того, что нелинейные характеристики в двигателях проявляются в области высоких нагрузок, ими в данном случае можно пренебречь.

Для расчетов принята пропорциональная зависимость силы трения от нормальной нагрузки N

$$F = N \cdot \mu. \quad (4)$$

Коэффициент трения при движении

$$\mu_{\sigma} = \mu_n + f(\dot{Z}), \quad (5)$$

где $f(\dot{Z})$ – функция, учитывающая изменение коэффициента трения.

Коэффициент трения при покое представлен как функция продолжительности неподвижного контакта частей привода (стол – направляющие), при движении – в виде функции скорости скольжения.

Сила резания, препятствующая движению подвижной части привода, представлена в виде переменной величины, зависящей от скорости подачи. При линеаризации силы резания относительно подачи (при средних значениях силы резания) можно воспользоваться соотношением

$$P_z = C_{v0} \cdot S_{\phi}, \quad (6)$$

где C_{v0} – коэффициент резания, который определяется величиной силы резания и подачи при определенных условиях обработки, $C_{v0} = P_{z0}/S_{\phi0}$, P_{z0} – составляющая силы резания в точке линеаризации, $S_{\phi0}$ – подача в точке линеаризации.

Математическая модель представлена как изменяющаяся структура, состоящая из трех

подсистем. Первая подсистема дифференциальных уравнений описывает состояние привода подач при неподвижном суппорте; вторая – движение подвижной части привода в процессе обработки с учетом настроек привода подач и заданных режимов резания; третья – перемещение инструмента при наличии переменной подачи.

Первая подсистема имеет вид

$$\begin{cases} \dot{x}_1 T_{pc} = K_{pc} U_3 - K_{pc} K_c x_5 \\ \dot{x}_2 T_{pm} = K_{pm} U_c - K_{pm} K_m x_4 \\ \dot{x}_3 \tau = K_n U_m - x_3 \\ \dot{x}_4 L_{\text{я}} = x_3 - C x_5 - R_{\text{я}} x_4 \\ \dot{x}_5 J = C x_4 - M_c \\ \dot{x}_6 = x_5 \frac{h}{2\pi} \\ U_c = x_1 + K_{pc} (U_3 - K_c x_5) \\ U_m = x_2 + K_{pm} (U_c - K_m x_4) \end{cases} \quad (7)$$

где x_1 – интегральная составляющая ПИ-регулятора скорости; x_2 – интегральная составляющая ПИ-регулятора тока; $x_3 = U$ – выходное напряжение силового преобразователя; $x_4 = I$ – ток якоря двигателя; $x_5 = Q$ – скорость двигателя; $x_6 = z$ – перемещение задающего звена по координате Z ; K_c – коэффициент передачи в цепи обратной связи по скорости вращения двигателя; K_m – коэффициент передачи в цепи обратной связи по току якоря; K_n – коэффициент усиления тиристорного преобразователя; K_{pc} – коэффициент усиления регулятора скорости; T_{pc} – постоянная времени регулятора скорости, мс; K_{pm} – коэффициент усиления регулятора тока; T_{pm} – постоянная времени регулятора тока, мс; τ – постоянная времени тиристорного регулирования; $R_{\text{я}}$ – полное активное сопротивление якорной цепи, Ом; $L_{\text{я}}$ – индуктивность якоря, Гн; $T_{\text{я}}$ – электромагнитная постоянная времени якорной цепи, мс; J – момент инерции якоря двигателя, кг · м²; U_3 – заданное напряжение, которое программно определяет скорость подачи; U_c – выходное напряжение регулятора скорости; U_m – выходное напряжение регулятора тока; C – жесткость привода; C_c – жесткость подвижной части привода, Н/м;

Так как ползун в данный момент времени является неподвижным и его перемещение $x = 0$, то момент сопротивления определяется в виде

$$M_c = C_c x_6 \frac{h}{2\pi}. \quad (8)$$

Решение данной системы уравнений позволяет определить момент трогания подвижной части привода. При математическом моделировании необходимо учитывать, что процесс резания может быть либо непрерывным, либо прерывистым.

Рассмотрим случай непрерывного характера процесса резания при этом сила резания $P = \text{const}$. Для определения момента трогания необходимо, чтобы выполнялось следующее условие

$$F_n + P_R = C_c x_6, \quad (9)$$

т. е. движущая сила $C_c x_6$ должна преодолеть силу равную сумме двух сил: силы трения покоя и силы резания.

После того как произошел срыв подвижной части привода, сила трения изменяет свое значение и становится равной силе трения движения.

Вторая подсистема дифференциальных уравнений позволяет определить характер перемещения подвижной части привода

$$\begin{cases} \dot{x}_1 T^{pc} = K_{pc} U_3 - K_{pc} K_c x_5 \\ \dot{x}_2 T_{pm} = K_{pm} U_c - K_{pm} K_m x_4 \\ \dot{x}_3 \tau = K_n U_m - x_3 \\ \dot{x}_4 L_{я} = x_3 - C x_5 - R_{я} x_4 \\ \dot{x}_5 J = C x_4 - M_c \\ \dot{x}_6 = x_5 \frac{h}{2\pi} \\ \dot{x}_7 = x_8 \\ \dot{x}_8 m = C_c (x_6 - x_7) - F_{mp} - P_R + h_c \dot{x}_6 \\ U_c = x_1 + K_{pc} (U_3 - K_c x_5) \\ U_m = x_2 + K_{pm} (U_c - K_m x_4), \end{cases} \quad (10)$$

где $x_7 = z_n$ – величина перемещения подвижной части привода; $x_8 = \dot{x}_7$ – скорость перемещения подвижной части привода.

В данном случае момент сопротивления можно представить в виде

$$M_c = C_c (x_6 - x_7) \frac{h}{2\pi}. \quad (11)$$

Третья часть уравнений описывает перемещение инструмента по координатам X и Z

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_9 + h_{px} \dot{x}_9 + c_{px} x_9 = C_{px}^* x_8^{0.55} \\ m_p \ddot{x}_{10} + h_{pz} \dot{x}_{10} + c_{pz} x_{10} = C_{pz}^* x_8^{0.75}, \end{cases} \quad (12)$$

где x_9 – отклонения резца по координате X ; x_{10} – отклонения резца по координате Z ; h – демпфирование подвижной части привода, n ;

m – масса подвижной части привода, кг; m_p – масса резца, кг; h_{px} , h_{pz} – демпфирование резца по координатам x и z соответственно; c_{px} , c_{pz} – жесткость резца по координатам X и Z ; C_{px}^* , C_{pz}^* – постоянные, зависящие от условий обработки; показатели степени при x зависят от параметров резания [3].

Если установлено, что подвижная часть привода перемещается скачкообразно, то полученная система уравнений решается при $x_8 = 0$. Это объясняется тем, что система, после того как произошел срыв, переходит в фазу покоя. В этом случае сила трения принимает значение равное силе трения покоя, а скорость перемещения подвижной части привода становится равной нулю.

2. ОЦЕНКА ХАРАКТЕРА ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА

При использовании методики решения дифференциальных уравнений, изложенной в работе [4], для системы (12) определяются параметры, характеризующие скачкообразное перемещение подвижной части привода по оси Z (рис. 1): амплитуда скачка, его продолжительность, длительность остановки подвижной части привода, а также значение скорости движения подвижной части привода в зависимости от настроек привода подачи.

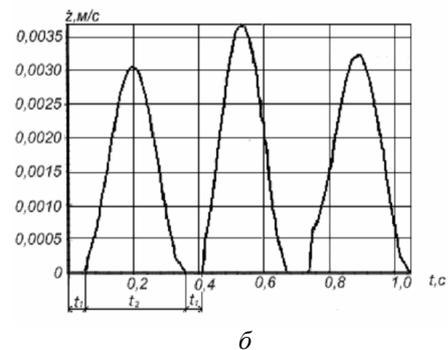
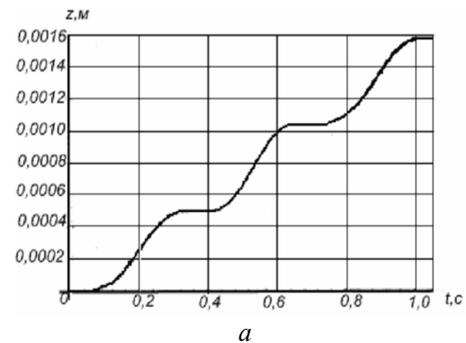


Рис. 1. Характер перемещение подвижной части привода: а – движение подвижной части привода на высоких скоростях, б – движение подвижной части привода на низких скоростях

Анализируя характер движения подвижной части привода (рис. 2), можно предположить, что инструмент будет копировать характер изменения скорости подвижной части привода, но с некоторой временной задержкой.

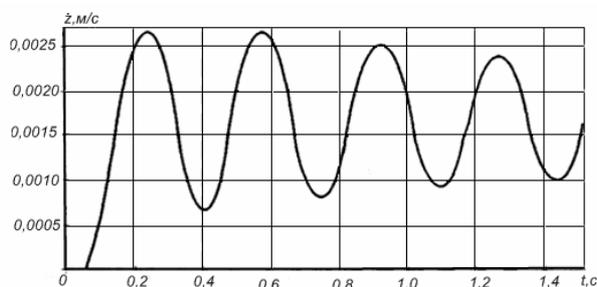


Рис. 2. График изменения скорости движения подвижной части привода при черновом точении

При черновом точении в случае номинальных значений коэффициентов усиления регулятора скорости и тока и при их изменении перемещение инструмента происходит по установившемуся закону с синусоидальным изменением скорости.

3. ХАРАКТЕР ИЗМЕНЕНИЯ ПОДАЧИ ИНСТРУМЕНТА

К отдельной задаче относится оценка движения инструмента по обрабатываемой поверхности при скачкообразном движении подвижной части привода, т. е. при импульсном характере подачи. На первом этапе целесообразно рассмотреть перемещение при жестком инструменте.

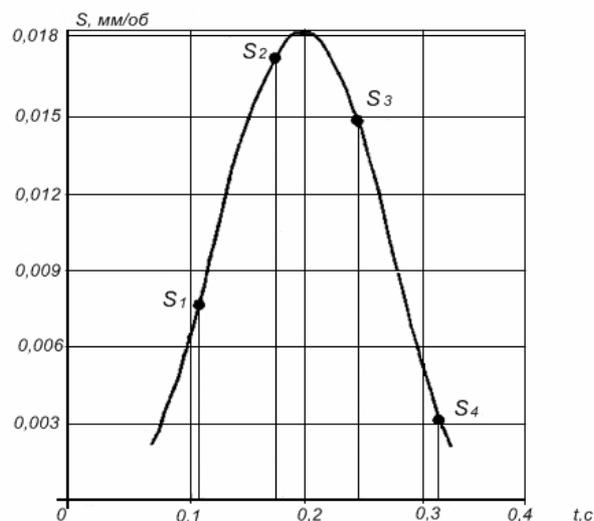


Рис. 3. График изменения подачи в процессе движения подвижной части привода

Для того чтобы определить величину подачи, преобразуем график скорости перемещения подвижной части привода (рис. 2) в график подачи (рис. 3).

Предположительно будем определять величину подачи в пределах одного импульса. Продолжительность одного импульса при средней подаче равна 0,3 с и частоте вращения шпинделя $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ соответствует пяти оборотам шпинделя. Следовательно, можно предположить, что при каждом обороте подача будет иметь свое значение. Разобьем импульс по ширине на периоды, соответствующие частоте вращения. При этом начало отсчета совпадает с началом импульса подачи. Это позволяет определить величину подачи в точках, находящихся на одной образующей обрабатываемой поверхности.

Изменение подачи при перемещении инструмента является важным фактором, оказывающим влияние на закономерности формирования профиля обрабатываемой поверхности детали, которые должны учитываться при разработке технологического процесса.

ВЫВОДЫ

1. Математическая модель, описывающая процесс движения подвижной части привода, должна учитывать варианты изменения действующих сил в начале движения и в процессе обработки под влиянием силы трения.

2. Разработанная математическая модель может быть использована для определения характеристик скачкообразного движения подвижной части привода в конкретных условиях, эти характеристики должны учитываться при разработке технологии изготовления деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудинов В. А. Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.
2. Орликов М. Л. Динамика станков. Киев: Выща шк., 1989. 268 с.
3. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания на работы, выполняемые на металлорежущих станках с ЧПУ. М.: Машиностроение, 1974. 203 с.
4. Пуш Э. В., Кочинев Н. А., Хачатрян А. Х. Формообразование поверхности при точении с учетом относительных колебаний заготовки и инструмента // Станки и инструменты. 1991. №7. С. 28–30.

ОБ АВТОРАХ

Кудояров Ринат Габдулхакович, проф. каф. мехатронных станочных систем. Дипл. инж.-механик (УАИ, 1963). Д-р техн. наук по технологиям и оборудованию мех. и физ.-техн. обработки (УГАТУ, 2003). Иссл. в обл. разработки мехатронных станочных систем.



Фецак Сергей Игоревич, доц. каф. мехатронных станочных систем технологических систем. Дипл. инж.-механик (УАИ, 1985). Канд. техн. наук по технологии и оборудованию мех. и физ.-техн. обработки (Мосстанкин, 1990). Иссл. в обл. динамики мехатронных станочных систем.



Перевертайло Юлия Валерьевна, дипл. инж. по автоматизации (УГАТУ, 2001). Иссл. в обл. динамики мехатронных станочных систем.