

УДК 621.9

В.А. Бородинов<sup>1</sup>, А.Н. Клименко<sup>2</sup>, В.В. Косенко<sup>1</sup><sup>1</sup>ГП Харьковський НІІІ технології машиностроєння, Харків<sup>2</sup>Національний технічний університет «ХПІ», Харків

## ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПРИВОДА ПОДАЧИ МАЛОГАБАРИТНОЙ СВЕРЛИЛЬНОЙ ГОЛОВКИ

В статье предложена динамическая модель электромагнитного привода подачи, входящего в состав динамической системы управления сверлильной головкой, которая предназначена для сверления отверстий малого диаметра (меньше 5 мм). Входные и выходные данные модели формируются на основе предложенного алгоритма и разработанной соответствующей функциональной схемы. При моделировании привода учтена полная логика его работы, что позволяет использовать предложенную модель и при глубоком сверлении.

*модель, электромагнитный привод, малогабаритная сверлильная головка*

### Введение

По мере развития машиностроения, организации новых отраслей по производству машин и оборудования различного технологического назначения номенклатура деталей с отверстиями малого диаметра быстро расширяется [1 – 2].

В настоящее время такие детали обрабатываются на предприятиях всех основных отраслей промышленности. В связи с этим выдвигается ряд требований к процессу создания металлорежущих станков для автоматизированного производства, в том числе агрегатированного оборудования, сокращению сроков проектирования и производства, повышению качества, созданию принципиально новых технических решений, для достижения заданной выходной точности. Среди класса металлообрабатывающих станков особое место отведено агрегатным станкам с малыми габаритами, небольшой установленной мощностью электродвигателей, простотой обслуживания, надежностью и заданной выходной точностью.

Обновление и модернизация парка малых агрегатных станков, автоматических линий и станочных модулей для гибких производственных систем возможно на базе существующего оборудования за счет разработок и внедрения новых силовых узлов с микропроцессорным управлением, реализующих сложные циклы обработки. В частности можно повысить эффективность обработки отверстий малого диаметра в автоматическом цикле за счет разработки и применения сверлильной головки с новыми компоновочными и технологическими характеристиками, которая реализует сложные циклы движения подачи.

Одна из существенных задач, возникающих при этом, – разработка математической модели динамической системы силовой головки для сверления отверстий малого диаметра.

**Анализ литературы.** Данная проблема рассматривалась в разные годы разными авторами [3 – 7], однако во всех предложенных математических моделях

не рассматривается возможность применения электромагнитного привода подачи с учетом управления циклом работы силовой головки в зависимости от изменения крутящего момента и осевого усилия при сверлении малых отверстий за счет использования свойств электромагнитного поля.

Поэтому целью данной статьи является разработка динамической модели электромагнитного привода подачи, на основе которой можно будет построить математическую модель динамической системы управления сверлильной головкой для сверления отверстий малого диаметра.

### Результаты исследований

**1. Алгоритм управления сверлильной головкой при применении электромагнитного привода.** Для разработки алгоритма управления сверлильной головкой при применении электромагнитного привода составим схему соответствующей динамической системы.

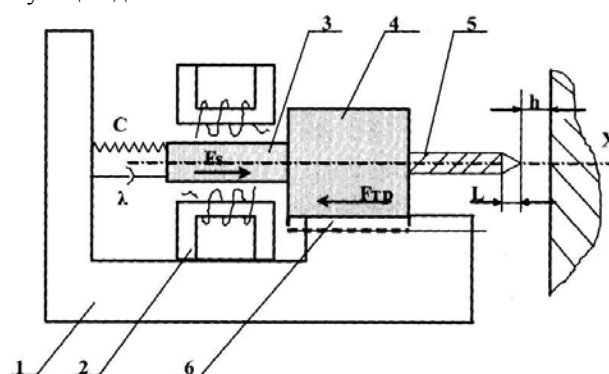


Рис. 1. Схема динамической системы сверлильной головки

На станине 1 неподвижно установлен электромагнитный линейный двигатель 2, якорь 3 которого жестко соединен с двигателем 4, сообщаемым главное (вращательное) движение сверлу 5. Электродвигатель 4 с якорем 3 линейного двигателя установлены на каретке 6, которая под действием

электромагнитной силы линейного двигателя перемещается по направляющим станины в направлении оси  $X$ . Каретка 6 присоединена к станине через пружину с жесткостью  $C$  и демпфером с коэффициентом демпфирования  $\lambda$ . Пружина необходима для удержания силовой головки в отведенном положении при выключенной подаче.

Необходимость демпфера очевидна в связи с тем, что при подводе сверла к детали происходит значительный разгон каретки, что при врезании приведет к поломке инструмента из-за превышения условия прочности. Сила сопротивления демпфера пропорциональна скорости перемещения головки, что позволяет, выбрав значения  $\lambda$  и, как следствие, конструктивные параметры демпфера, уменьшить скорость врезания. Как линейный электромагнитный двигатель, так и двигатель вращательного движения являются двигателями постоянного тока с бесступенчатым регулированием за счет изменения напряжения, подведенного на их якоря. Поскольку глубокое сверление предполагает последовательное выполнение нескольких циклов врезания и отвода сверла из зоны резания для удаления стружки и охлаждения, то управление таким движением в функции координаты ( $X$ ) осуществить очень трудно. Поэтому нами предложен следующий алгоритм управления силовой головкой (рис. 2).

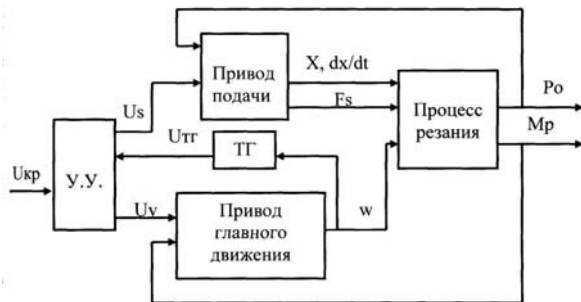


Рис. 2. Алгоритм схемы управления динамической системой сверлильной головки

В исходном положении головка отведена от детали на расстояние  $h$ . Оба электродвигателя выключены. После установки заготовки и её закрепления включается двигатель вращательного движения и с небольшой задержкой – линейный двигатель. Сверло проходит путь  $h$  и начинает врезаться в заготовку. С увеличением глубины врезания момент резания  $M_p$  и осевая сила  $P_o$  увеличиваются в результате сопротивления сил трения при перемещении стружки в канавках сверла. Таким образом, как  $M_p$ , так и  $P_o$  являются функциями глубины сверления  $X$ . Известно, что наиболее важным с точки зрения прочности сверла является момент резания, и поэтому управление следует вести по предельно допустимому значению  $M_p$ . Однако измерение его также является сложной задачей. В то же время известно, что рост момента сопротивления ведет к падению угловой скорости двигателя, которая измеряется достаточно просто. Тем более что двигатели постоянного тока

могут поставляться со встроенными тахогенераторами (ТГ), напряжение на выходе которого ( $U_{тг}$ ) пропорционально угловой скорости ротора двигателя. Таким образом, можно ограничить момент резания  $M_p$  соответствующим напряжением на выходе тахогенератора  $U_{тг}$ . "Входом" в привод подачи являются напряжение  $U_s$ , подведенное на якорь линейного двигателя, которое преобразуется в  $F_s$  – силу подачи. Выходными координатами привода подачи являются осевые перемещения сверла  $X$ , скорость этого перемещения  $dx/dt$  с силой подачи  $F_s$ . Входной координатой привода главного движения является напряжение  $U_v$ , подаваемое на якорь двигателя. Выходной координатой является угловая скорость  $w$  ротора двигателя. Выходные координаты приводов преобразуются процессом сверления в осевую силу резания  $P_o$  и момент резания  $M_p$ . Эти выходные координаты процесса резания осуществляют обратные воздействия на приводы. Изменение момента резания ведет к изменению угловой скорости ротора, а изменение осевой силы резания ведет к изменению скорости подачи  $dx/dt$ .

Напряжение  $U_s$  и  $U_v$  задается в устройстве управления УУ, там же происходит сравнение напряжения на выходе тахогенератора  $U_{тг}$  с  $U_{кр}$ , которое также задано в УУ. При  $U_{тг} > U_{кр}$  привод подачи продолжает работать, перемещая каретку в положительном направлении оси  $X$ : сверление продолжается. При падении  $U_{тг}$  ниже  $U_{кр}$  переключается полярность обмотки якоря линейного двигателя и происходит отвод головки.

Рассчитать все фазы цикла глубокого сверления невозможно без математического моделирования циклообразующих движений с учетом динамических процессов в приводах подачи.

**2. Разработка динамической модели привода подачи.** Силовая головка в поступательном движении подачи (рис. 1) находится в равновесии под действием следующих сил:  $F_{пр}$  – силы упругости пружины,  $F_{тр}$  – силы трения,  $F_d$  – силы демпфирования,  $F_{ин}$  – силы инерции,  $P_o$  – осевой силы резания и электромагнитной силы линейного двигателя –  $F_s$ . Запишем следующее уравнение:

$$F_s - P_o - F_{тр} - F_{пр} - F_d = F_{ин} \cdot \quad (1)$$

Уравнение (1) является вторым законом Ньютона. Все силы в движении уравновешиваются силой инерции. Распишем все эти силы:

$$F_s = K_s \cdot U_s \cdot \quad (2)$$

$$\text{Далее} \quad F_{тр} = m \cdot g \cdot \mu, \quad (3)$$

где  $m$  – масса силовой головки;  $\mu = 0,01$  – коэффициент трения в направляющих;

$$F_{пр} = C \cdot X, \quad (4)$$

где  $C$  – жесткость пружины, (Н/м);  $X$  – величина растяжения пружины;

$$F_d = \lambda \frac{dx}{dt}, \quad (5)$$

где  $\lambda$  – коэффициент демпфирования;

$$F_{ин} = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}, \quad (6)$$

где  $m$  – масса пиноли силовой головки;

$$P_o = 10C_{po}D^{q_{po}}S^{y_{po}}K_pH, \quad (7)$$

где  $D$  – диаметр сверла, мм;  $S$  – подача, мм/об.

Показатели степени  $q_{po}$ ,  $y_{po}$ , и коэффициенты  $C_{po}$ ,  $K_p$  находим из таблиц нормативов.

Расчет подачи  $S$  производим по формуле:  $S = 2\pi \cdot dx/dt \cdot 1000/\omega$  мм/об, где  $dx/dt$  скорость подачи, м/с;  $\omega$  – угловая скорость сверла рад/с.

Значение угловой скорости со сверла получаем как выходную координату привода вращения сверла. Таким образом, из (1) получим:

$$m\ddot{x} = K_s \cdot U_s - mg\mu - CX - \lambda \frac{dx}{dt}. \quad (8)$$

В (9) учтено, что угол при вершине режущей части сверла равен  $120^\circ$  и значение  $X$  и  $h$  задаются в метрах. Когда движение подачи превышает величину  $(X + L)$ , то расчет  $P_o$  производим по (7) со следующей ее модификацией. Как было отмечено выше, с углублением сверла в обрабатываемый материал осевая сила  $P_o$  увеличивается за счет трения, возникающего в зоне резания. Поэтому формула расчета  $P_o$  имеет следующий вид:

$$P_o = 10C_{po}D^{q_{po}}S^{y_{po}}K_p + K \cdot C_{po}D^{q_{po}}S^{y_{po}}K_p = 10C_{po}D^{q_{po}}S^{y_{po}}K_p(1 + K), \quad (9)$$

где  $K$  – коэффициент линейной зависимости  $P_o$  от глубины сверления.

Моделирование рассмотренного процесса проводилось в среде пакета моделирования VisSim. На рис. 3 приведен фрагмент блок-схемы модели для фазы начальной стадии процесса сверления.

### Выводы

Предложена динамическая модель электромагнитного привода подачи, входящего в состав динамической системы управления сверлильной головкой, которая предназначена для сверления отверстий малого диаметра (меньше 5 мм). Входные и выходные данные модели формируются на основе предложенного алгоритма и разработанной соответствующей функ-

циональной схемы. При моделировании привода учтена полная логика его работы, что позволяет использовать предложенную модель и при глубоком сверлении.

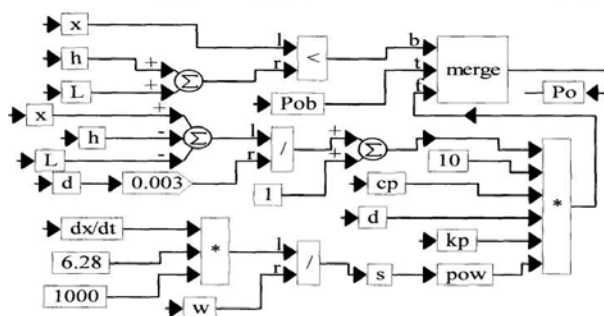


Рис. 3. Фрагмент блок-схемы модели

Направлением дальнейших исследований, связанных с разработкой полной математической модели всего процесса сверления малых отверстий, является разработка моделей демпфера системы и двигателя главного движения.

### Список литературы

1. Колесов И.М. Основы технологии машиностроения. – М.: Высш. шк., 2001. – 591 с.
2. Васин С.А. Прогнозирование виброустойчивости инструмента при точении и фрезеровании. – М.: Машиностроение, 2006. – 384 с.
3. Такаши К. Шаговые двигатели и их микропроцессорные СУ. – М.: Энергоатомиздат, 1997. – 199 с.
4. Радзевич С.П. Формообразование поверхностей деталей. Основы теории. – К.: Растан, 2001. – 592 с.
5. Дубровский И.Л., Дамбраускас А.П., Рыбин А.А. Микропроцессорное управление электроприводами промышленных роботов. – Красноярск, КГТУ, 1993. – 88 с.
6. Хейфец М.Л. Проектирование процессов комбинированной обработки. – М.: Машиностроение, 2005. – 272 с.
7. Schmidt D. The Relief of the linear engines as condition of the expansion of their using // Werkstatt und Betrieb. – 2004. – № 9. – P. 72-75.
8. Zelinski P. Efficiency of the processing the details with large number hole on processing centre with linear engine // Modern Machine Shop. – 2004. – Vol. 76, № 8, – P. 94-96.

Поступила в редколлегию 21.02.2008

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. А.Я. Мовшович, Харьковский национальный технический университет «ХПИ», Харьков.

### ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ПРИВОДУ ПОДАЧІ МАЛОГАБАРИТНОЇ СВЕРДЛУВАЛЬНОЇ ГОЛОВКИ

Бородинов В.О., Клименко А.М., Косенко В.В.

У статті запропонована динамічна модель електромагнітного приводу подачі, входного до складу динамічної системи управління свердлувальною головкою, яка призначена для свердління отворів малого діаметру (менше 5 мм). Вхідні і вихідні дані моделі формуються на основі запропонованого алгоритму і розробленої відповідної функціональної схеми. При моделюванні приводу врахована повна логіка його роботи, що дозволяє використовувати запропоновану модель і при глибокому свердленні.

**Ключові слова:** модель, електромагнітний привід, малогабаритна свердлувальна головка.

### DYNAMIC MODEL OF ELECTROMAGNETIC DRIVE SERVE OF SMALL DRILLING HEAD

Borodinov V.A., Klimenko A.N., Kosenko V.V.

The dynamic model of electromagnetic drive of serve is offered in the article, incoming in the complement of the dynamic system management a drilling head which is intended for boring of openings of small diameter (smaller 5 millimeter). These models of entrances and outputs are formed on the basis of the offered algorithm and developed proper functional diagram. At the design of drive complete logic of his work is taken into account, that allows to use the offered model at the deep boring.

**Keywords:** model, electromagnetic drive, small drilling head.