

О.Л.КОНДРАТЮК, канд. техн. наук, УИПА, г.Харьков;
Ю.И.СІЧЕВ., канд. техн. наук, УИПА, г.Харьков;
А.О. СКОРКИН, аспирант, УИПА, г.Харьков;

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ФОРМООБРАЗУЮЩИХ ДВИЖЕНИЙ ПРИ СВЕРЛЕНИИ ГЛУБОКИХ ОТВЕРСТИЙ МАЛОГО ДИАМЕТРА.

При вивченні процесів свердлення найбільш важливим етапом є побудова динамічних моделей. У даній роботі розглядається аналіз розроблених алгоритмів математичного моделювання, показані їх переваги і недоліки. Приведені результати моделювання і зроблені висновки про стійкість системи.

There is a construction of dynamic models at the study of processes of boring the most essential stage. Analiz of the developed algorithms of mathematical design is examined in this work, their advantages and failings are shown. Design results are resulted and conclusions are done about stability of the system.

Одной из типовых и трудновыполнимых с высокой технологической надежностью операций в автоматизированном производстве есть операция сверления глубоких отверстий малого диаметра.

Процесс сверления отверстий малого диаметра характеризуется наиболее важными особенностями: во-первых, недостаточная прочность инструмента на изгиб; во-вторых, в результате накопления стружки в канавках сверла имеет место нарастание сил и крутящего момента. При обработке на неизменных режимах резания крутящий момент достаточно быстро достигает своего критического значения, а это приводит к поломке инструмента и неисправимому браку детали. В связи с этим при создании автоматизированного оборудования имеют место две проблемы: первая - определение оптимальных режимов резания (решению данной проблемы посвящено большинство исследований); вторая - управление процессом сверления без поломок инструмента и обеспечения необходимого количества выведений инструмента из зоны резания, которое возможно при создании силовых узлов с новыми компоновочными и технологическими характеристиками, которые реализуют сложные циклы обработки.

Решению второй проблемы, которая объединяет вопросы динамической диагностики и управления циклами обработки посвящена эта работа и имеет актуальность для науки и практики.

Работы по совершенствованию способов обработки глубоких отверстий проводятся на многих предприятиях. Созданы оригинальные конструкции инструмента и эффективные технологические процессы. Среди наиболее активных исследователей могут быть отмечены И. С. Веремейчук, Т. К. Крылов, М. А. Минков, В. Н. Подураев, М. В. Потягайло, Л. П. Телятников, Н. Д. Троицкий, С. А. Черничкин и др.

Публикации по вопросам обработки глубоких отверстий, как в отечественной, так и в зарубежной технической литературе сравнительно малочисленны и представлены в основном статьями в периодических изданиях, несколькими монографиями по отдельным способам обработки и двумя небольшими по объему книгами отечественных авторов — М. В. Потягайло и М. А. Минкова, содержащими обзор основных способов обработки глубоких отверстий. Однако многие из этих работ изданы давно.

Известные схемы сверления глубоких отверстий малого диаметра базируются на управлении скоростью подачи режущего инструмента при неизменной частоте вращения шпинделя. Однако можно существенно увеличить эффективность процесса, если обеспечить управление путем одновременного варьирования скорости подачи и частоты вращения шпинделя. Это связано с тем, что скорость резания существенно влияет на особенности динамики процесса и, особенно на интенсивность нарастания крутящего момента сверла, который непосредственно связан с вероятностью его поломки.

Схема динамической системы сверлильной головки показана на рис.1.

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

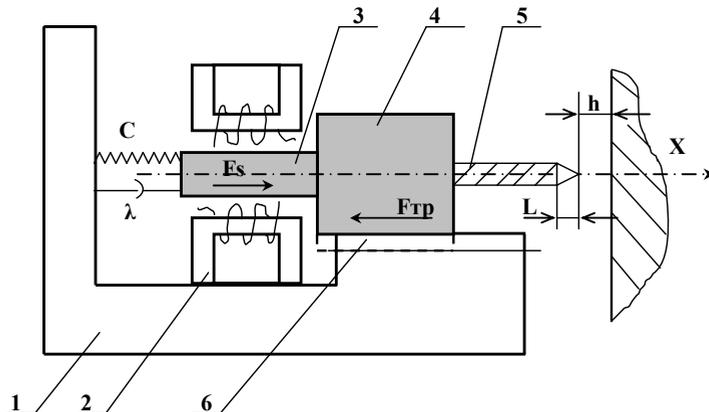


Рис. 1. Схема динамической системы силовой головки.

демпфирования λ . 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 λ 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 нами предложен следующий алгоритм управления силовой головкой (рис.2).

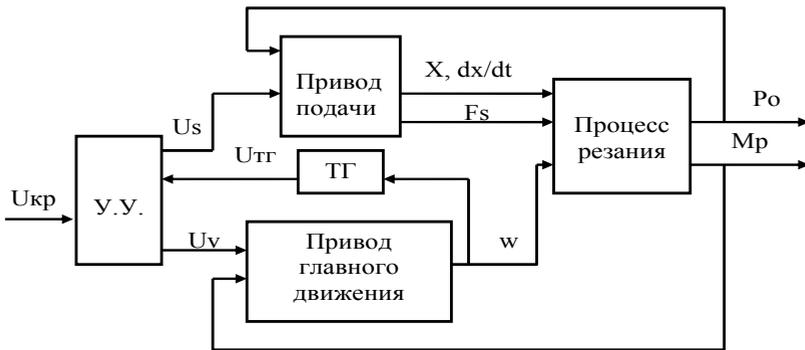


Рис. 2. Функциональная схема управления динамической системой сверлильной головки.

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 крутящий момент $M_{кр}$ и осевая сила P_o увеличиваются в результате сопротивления сил трения при перемещении стружки в канавках сверла. Таким образом, как $M_{кр}$, так и P_o являются функциями глубины сверления X .

Известно, что наиболее важным с точки зрения прочности сверла является крутящий момент, и поэтому управление следует вести по предельно допустимому значению $M_{кр}$. 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 крутящий момент $M_{кр}$ 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 ω ротора двигателя. Выходные координаты приводов преобразуются процессом сверления в осевую силу резания P_0 и крутящий момент $M_{кр}$. 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 dx/dt подачи.

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.

Силовая головка в поступательном движении подачи (рис.1.) находится в равновесии под действием следующих сил:

$$F_s - P_0 - F_{мп} - F_{нр} - F_{д} = F_{ин}, \quad (1)$$

где $F_{нр}$ – сила упругости пружины, $F_{тр}$ – сила трения, $F_{д}$ – сила демпфирования, $F_{ин}$ – силы инерции, P_0 – осевой силы резания, F_s – электромагнитная сила линейного двигателя.

Определив все силы, подставив их в (1), получим:

$$m\ddot{x} = K_s \cdot U_s - mg\mu - CX - \lambda dx / dt. \quad (2)$$

Описанная логика работы силовой головки реализована блок-схемой моделирования в пакете “VisSim” приведена на рис.3. и позволяет решить задачу выбора важных конструктивных параметров привода.

Модель привода подачи объединена в “compound block” (составной блок) под названием solenoid, распечатка которого приведена на рис.4. В этом блоке, в свою очередь, находится блок “cutting forse” (рис.5) (сила резания), моделирующей осевую силу резания P_0 . Империческая формула расчета P_0 примет следующий вид:

$$P_0 = 10C_{p_0} D^{q_{p_0}} S^{y_{p_0}} K_p + K \cdot C_{p_0} D^{q_{p_0}} S^{y_{p_0}} K_p = 10C_{p_0} D^{q_{p_0}} S^{y_{p_0}} K_p(1 + K), \quad (3)$$

где K – коэффициент линейной зависимости P_0 от глубины сверления. Этот коэффициент определен экспериментально и хорошо описывается

следующим выражением:

$$K = \frac{X - h - L}{D \cdot 0,003}, \quad (4)$$

где $[X - (h + L)]$ - глубина сверления, м; D - диаметр сверла в мм.

Сила, развиваемая линейным двигателем, не должна превышать критическую силу $R_{кр}$. В момент врезания, когда сверло внедряется в обрабатываемый материал на высоту режущей части, осевая сила P_o достигает максимального значения без учета трения стружки о канавки сверла. Этот момент является наиболее опасным с точки зрения прочности сверла из условия его устойчивости.

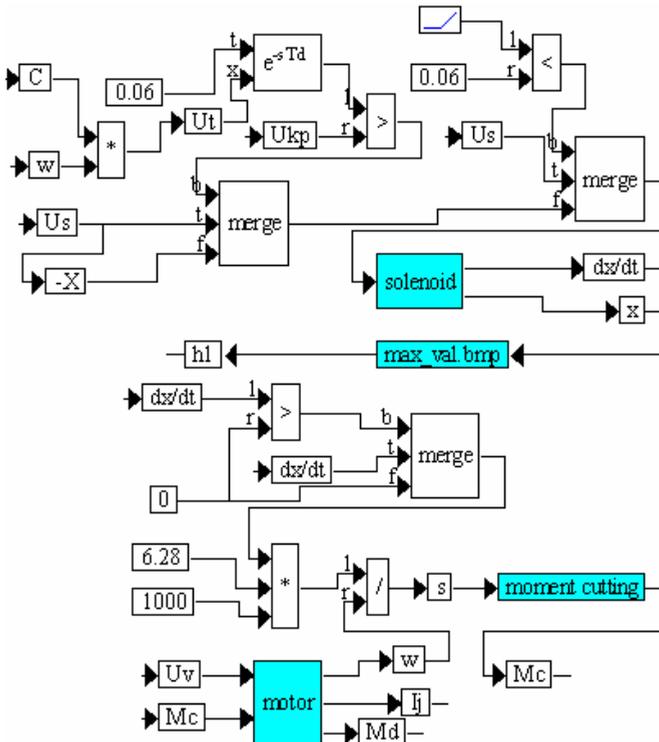


Рис. 3. Аналоговая модель работы силовой головки.

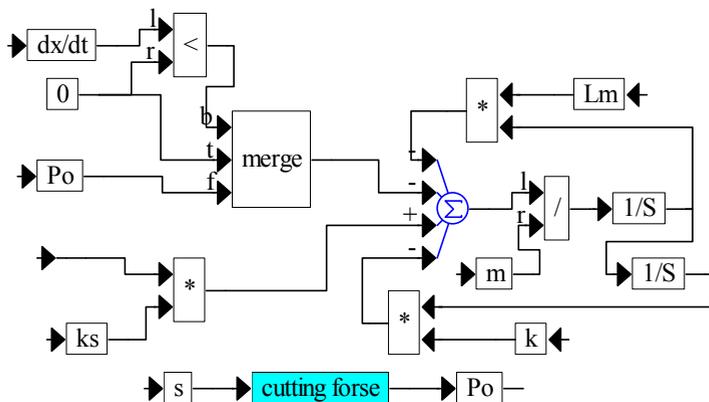


Рис.4. Составной блок “solenoid”.

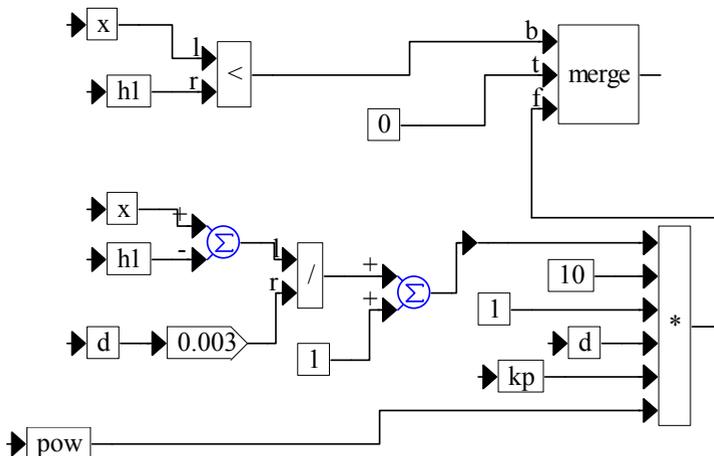


Рис. .5. Блок “cutting force”.

Схема нагружения сверла силой P_0 выглядит так, как показано на рис.6.а. Сверло жестко защемлено в патроне и сила, удерживающая в коническом отверстии глубиной L от смещения, действующая перпендикулярно оси сверла, не велика. Для расчета можно принять, что вершина сверла имеет возможность свободного перемещения перпендикулярно оси. Для такой схемы нагружения принимаем усилие:

$$P_{кр} = \pi^2 \cdot E \cdot J_{\min} / 4 \cdot \ell^2, \quad (5)$$

где E_{\min} - модуль упругости материала сверла; J – минимальный момент инерции сечения сверла.

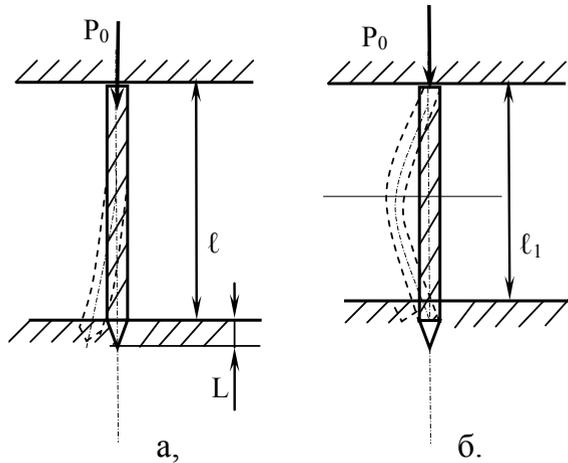


Рис. 6. Схемы нагружения сверла силой P_0 .

При заглаблении сверла в материал заготовки на глубину, больше L , вершина сверла становится как бы защемленной, и схема нагружения и деформации координально изменится, как показано на рис.6,а. Форма деформации сверла другая и в (5) величину l надо уменьшить в два раза. Кроме того, само расстояние торца патрона до торца детали также меньше, чем l (рис.6,а)

Таким образом, $R_{кр}$ для схемы нагружения согласно рис.6,б будет как минимум в четыре раза больше. В связи с этим можно с уверенностью считать, что условия врезания сверла создают наиболее опасное нагружение его осевой силой. Если сверло не сломается при врезании от P_0 , то оно не сломается и при дальнейшем сверлении. Поэтому выбор динамических параметров силовой головки из условия прочности сверла следует производить по первой фазе врезания.

Привод главного движения должен иметь бесступенчатое регулирование частоты вращения. Поэтому выбираем двигатель постоянного тока с регулируемой величиной напряжения, подаваемого на якорь. Двигатель должен обеспечивать необходимую частоту вращения и крутящий момент. Частоту вращения выбираем согласно рекомендуемых режимов резания:

$$n = 1000V / \Pi D, \tag{5}$$

$$V = C_V \cdot d^q \cdot K_V / T^m \cdot S^y, \tag{6}$$

V – скорость сверления, м/мин; d – диаметр сверла, мм; S – подача,

мм/об; T – стойкость сверла, мин.

Постоянные коэффициенты и показатели степеней выбираем согласно справочной литературы.

Мощность двигателя выбираем по предельно допустимому моменту $M_{кр}$, развиваемому двигателем, и угловой скорости ω .

Предельный крутящий момент $M_{кр}$, допускаемый прочностью сверла, рассчитываем по формуле:

$$\tau_{\max} = 1,73 \cdot M_{кр} / W, \quad (7)$$

где τ_{\max} – максимальные касательные напряжения в материале сверла, Н/мм²; W – момент сопротивления для спирального сверла; коэффициент 1,73 учитывает дополнительные напряжения в сверле от осевой нагрузки.

Известно, что

$$W = 0,02 \cdot d^3, \text{ мм}^3 \quad (8)$$

$$a \quad \tau_{\max} = \sigma_{\sigma} / K, \quad \text{Н/мм}^2, \quad (9)$$

где $\sigma_{\sigma} = 2100$ Н/мм² – предел прочности закаленной быстрорежущей стали; K = 2 – коэффициент запаса прочности.

Подставив (7) и (8) в (9), получаем $\frac{\sigma_{\sigma}}{K} = \frac{1,73 \cdot M_{кр}}{0,02 \cdot d^3}$, откуда

$$M_{кр} = \frac{\sigma_{\sigma} \cdot 0,02 \cdot d^3}{1,73 \cdot K} = \frac{2100 \cdot 0,02 \cdot 2^3}{1,73 \cdot 2} = 97 \text{ Н} \cdot \text{мм} \approx 0,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Учитывая, что силовая головка может быть использована и для сверления отверстий диаметров до 5 мм. большую мощность выбирать не следует, так как регулирование циклом глубокого сверления предполагается по частоте вращения двигателя, которая будет зависеть от нагрузки его моментом резания.

Математические модели двигателей постоянного тока описаны в ряде источников и имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} L \cdot \frac{dI_{я}}{dt} + R \cdot I_{я} + E &= U; \\ I \cdot \frac{d\omega}{dt} &= M - M_c; \\ M &= C \cdot I_{я}; \\ E &= C \cdot \omega \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

где $I_{я}$ – ток якорной цепи, А; E – противо-ЭДС, В; C – константа конструкции двигателя, Н·м/А; U – напряжение, подаваемое на якорь, В; M – момент, развиваемый двигателем, Н·м; M_c – момент сопротивления, приложенного к ротору двигателя (крутящий момент), Н·м; t – время, с.

$$\left. \begin{aligned} L \cdot \frac{dI_{я}}{dt} + R \cdot I_{я} + C\omega &= U; \\ I \cdot \frac{d\omega}{dt} &= C \cdot I_{я} - M_c. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Блок-схема аналоговой модели двигателя согласно (11) с выбранными исходными данными приведено на рис.7.

Напряжение U в блок-схеме обозначено U_v . В приведенной блок-схеме момент сопротивления M_c прикладывается к двигателю через 0,5 с, т.е. после разгона двигателя до холостых оборотов при $M_c = 0$. Внизу блок-схемы приведены графики изменения частоты вращения двигателя n и угловой скорости ω в зависимости от времени t , с. На этих графиках видно, что примерно за 0,15с двигатель разгоняется до оборотов холостого хода n_x , а после 0,5с, когда к двигателю прикладывается момент сопротивления M_c , n и ω уменьшаются. Значения n_x и ω_0 (угловая скорость холостого хода) с высокой точностью могут считываться с графиков обеспечивающего пакета “VisSim”.

Согласно функциональной схеме (рис. 2), угловая скорость ω двигателя главного движения измеряется тахогенератором (ТГ). Напряжение U_t на выходе (ТГ) прямопропорционально ω :

$$U_t = C \cdot \omega, \quad (12)$$

где C – константа, отражающая конструкцию двигателя; U_t – напряжение, характеризующее угловую скорость двигателя, которая сравнивается в устройстве управления (УУ) головки. Критическое напряжение определяется предельным падением угловой скорости двигателя в связи с возможным моментом сопротивления (моментом резания). Устройство (УУ) сравнивает U_t и $U_{кр}$ и, если $U_t > U_{кр}$, ЛЭМД включается на подачу. Из этого следует, что на двигатель подается напряжение U_s . Если $U_t < U_{кр}$ (команда на отвод), то на двигатель подачи подается напряжение U_s со знаком минус.

Потеря оборотов двигателя главного движения происходит с увеличением глубины сверления, что учтено в расчете момента резания

$$M_p = 10C_m \cdot D^q \cdot S^V \cdot K_p \cdot \left(1 + \frac{x - h_1}{3D}\right), \quad (13)$$

где x – перемещение сверла в направлении подачи; h_1 – максимальное значение x перед отводом сверла на каждом цикле (врезание – отвод).

Таким образом, $(x - h_1)$ – это величина холостого хода сверла (перемещение его после отвода до касания с обрабатываемым материалом).

Экспериментально установлено, что при углублении сверла на 3 диа

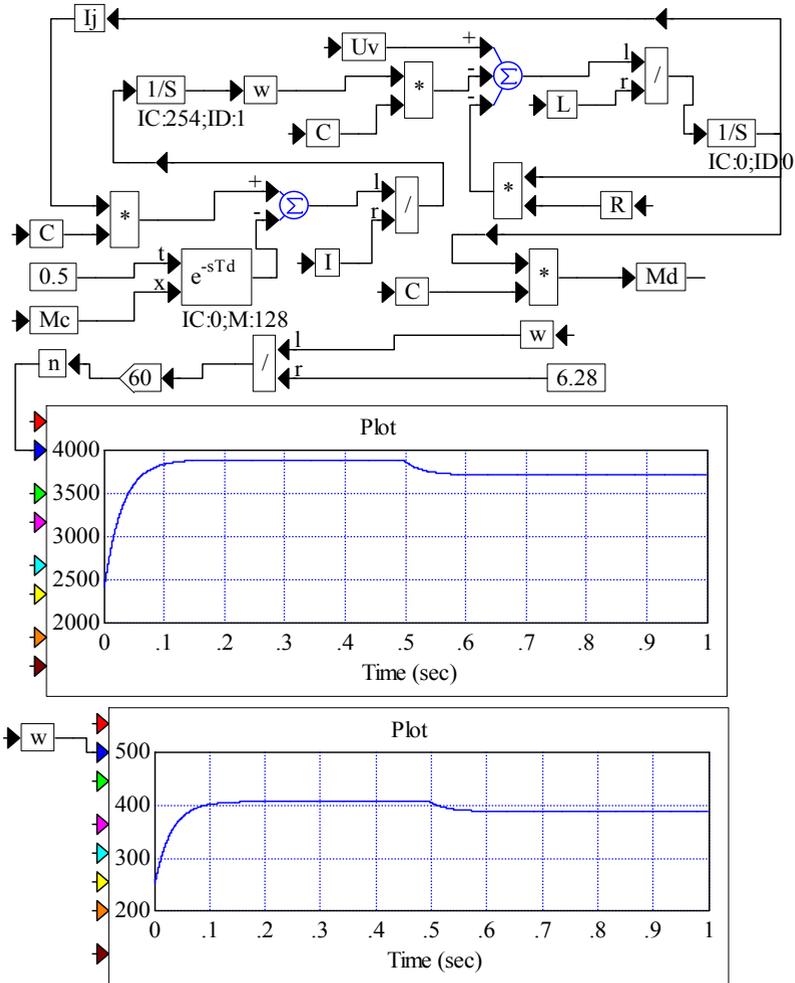


Рис. 7. Блок-схема аналоговой модели двигателя вращения.

метра, $M_{кр}$ увеличивается в два раза, что отражает (13). Постоянные коэффициенты и показатели степени в (13) выбираем из таблиц нормативов.

В (13), как и при расчете осевой силы P_0 , подача сверла на оборот

$$S = \frac{dx/dt \cdot 2\pi \cdot 1000}{\omega}, \quad (14)$$

где dx/dt – скорость подачи (м/с) – входная координата привода подачи; ω (рад/с) – угловая скорость двигателя главного движения. При отводе силовой головки $dx/dt < 0$ и $S = 0$.

Это значительно упрощает логику моделирования. Кроме этого, не учитывается холостой ход головки до первого касания сверла с обрабатываемым материалом. Это фаза цикла работы головки подробно исследована выше. Для упрощения общей модели сверления она не учитывается. Примем, что после разгона двигателя главного движения, т.е. после необходимого промежутка времени, принятого в модели равным 0,02с, включается двигатель подачи, и сразу имеет место касание сверла с обрабатываемым материалом. Модель двигателя главного движение собрана в “compound” блоке под названием “motor” и точно такая же, как и на рис.3.10. Только $U_v = 23В$, а момент сопротивления M_c вычисляется согласно (13) и выделен в отдельный “compound” блок под названием “moment cutting” (рис.8)

Кроме всех перечисленных блоков, модель логики работы силовой головки (рис.9) содержит специальный блок “max_val.bmp” для вычисления максимума входной координаты и её запоминание на «выходе». Важность

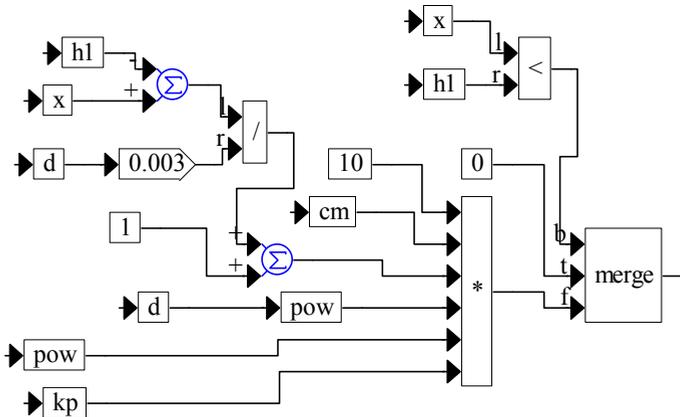


Рис. 8. Расчет момента сопротивления M_c - блок “moment cutting”

этого блока определена тем, что в каждом цикле (подвод→сверление→отвод) перед отводом сверла происходит запоминание максимального значения координаты X , которое необходимо для вычислений по (13) и определения момента от стадии холостого подвода до начала сверления.

В блоках “cutting forse” (рис.5) и “moment cutting” (рис.8) расчет P_0 и M_c производится только в случае, когда $x > h_1$, т.е. когда сверло после отвода при подводе до касания прошло путь $x > h_1$. Именно наличие блока “max_val.bmp” (рис.3) позволяет реализовать в модели многократный цикл (подвод → сверление → отвод) и при этом позволяет определить величину холостого хода (подвода).

Анализ результатов моделирования показал, что модель в том виде, как она описана выше, осуществляем с высокочастотным повторением циклов (подвод → сверление → отвод), что превращается почти в непрерывное движение подачи. При этом фактически не осуществляется вывод сверла из отверстия и не удаляется стружка.

Поиск возможных решений, позволяющий четко выделить во времени цикл, увеличить фазу отвода, а значит и всех остальных фаз цикла привел к необходимости задержки во времени сигнала U_t перед сравнением его с $U_{кр}$. Такая задержка может быть реализована различными методами, в частности, использованием реле, в котором задержка определяется временем его срабатывания. В модели задержка U_t во времени осуществляется блоком t^{STd} , где на выход t дается время задержки t_3 в секундах, на вход X сигналом U_t .

Установлено, что, изменяя время задержки t_3 , можно менять продолжительность цикла (подвод → сверление → отвод). На рис.9. приведена распечатка сигналов x и h_1 для условий сверления согласно рис.3.

Ступенчатая линия – это периодически изменяющиеся значения врезания h_1 перед отводом сверла. Вторая линия – это координата X , т.е. перемещение сверла вдоль оси.

Хорошо видна периодичность циклов сверления. В рассмотренном примере сверление отверстия диаметром 2мм в заготовке из стали длиной обработки 30мм “путь” сверления в каждом цикле равен примерно 1мм, а отвод - 3мм. Цикл (подвод → сверление → отвод) по времени составляет примерно 1,7 с.

Таким образом, продолжительность сверления отверстия длиной 30мм, и \varnothing 2мм в конструкционной углеродистой стали 45 составит около 30 циклов или 50 с.

Как показали многочисленные эксперименты с увеличением заглубления сверла в отверстие, а также по мере износа режущей части инструмента, частота повторения циклов увеличивается и напоминает эффект виброрезания, хотя и не является таковым, по сути.

Все это позволило создать новый метод обработки - ударно-прерывистое резание. Оно характеризуется по сравнению с обычным большим удельным весом динамических явлений в процессе

стружкообразования и обеспечения удовлетворительных условий работы для сверла.

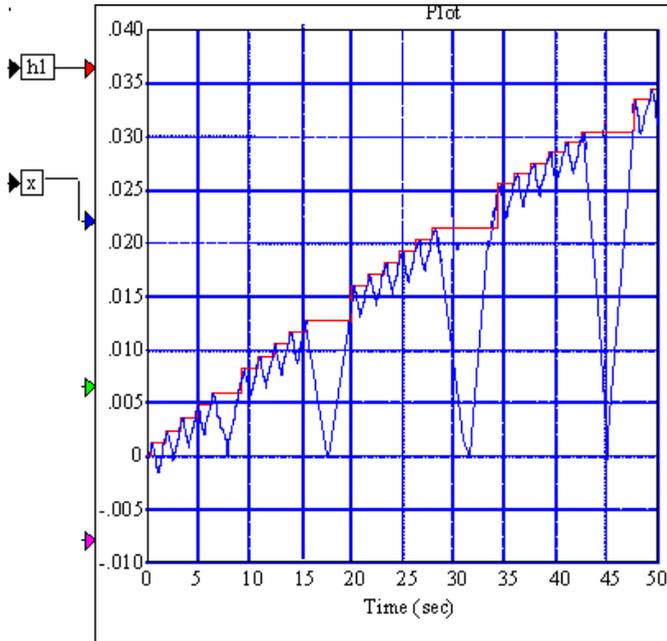


Рис. 9. Цикл работы динамической модели головки.

Выводы: В работе рассмотрены особенности оптимизации процесса сверления глубоких отверстий под управлением адаптивной системы, осуществляющей вывод инструмента из отверстия по достижению критической величины крутящего момента. Разработанная функциональная схема динамической системы сверлильной головки позволила выполнить математическое моделирование циклообразующих движений с учетом динамических процессов в приводах.

Список литературы: 1. Сизый Ю.А., Кондратюк О.Л., Чайка Э.Г. Выбор и расчет параметров привода подачи силовой головки для глубокого сверления //Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ«ХПІ». – 2007. - №17.С. 25-34. 2. Мельниченко О.А., Кондратюк О.Л. Мехатронна силова головка для свердління глибоких отворів малого діаметра з адаптивною системою керування. //Вісник Національного аграрного університету. - Суми: СНАУ. - 2005. - №13. - С. 106-111. 3. Кондратюк О.Л. Об устойчивости процесса глубокого сверления на малых агрегатных станках. //Оборудование и инструмент для профессионалов. – Харьков – 2004. № 6(52). - С.22-23.

Поступила в редколлегию 20.09.2010