

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРИВодОВ В СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВЫХ СВЕРЛИЛЬНЫХ ГОЛОВОК

Рыжкин М.Н., аспирант

(Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Россия)

Современные системы управления сверлильными станками должны обеспечивать высокую точность и производительность. Как известно [1 - 3] динамика процесса резания является существенно нелинейной, по ряду определенных причин: незатянутые соединения и люфты в стыках и направляющих станка, отсутствие абсолютной жесткости, как заготовки (длинный нежесткий вал), так и обрабатываемого инструмента (длинное сверло), переходные процессы в приводах станка, при вариациях подачи и скорости резания. Поэтому, при синтезировании эффективных систем управления процессом сверления, необходимо разработать алгоритмы, учитывающие нелинейность процесса резания. Достижению поставленных целей способствует изучение жесткости механической части приводов сверлильных головок и на его основе разработка математической модели.

При исследовании жесткости мы использовали экспериментальную установку, упрощенная структурная схема, которой, приведена на рисунке 1. , где через М1 и М2 обозначены двигатели приводов главного движения и подачи суппорта, на котором установлен шпиндель вращения сверла, соответственно, в нашем случае это двигатели постоянного тока; U_1 и U_2 – управляющие напряжения, подаваемые на соответствующие двигатели, а ω_1 и ω_2 – частоты вращения валов соответствующих двигателей, ТУ –тензоусилитель, который усиливает сигнал с тензорезисторов, прикрепленных к тензобалке, ИТ – измеритель тока двигателя, АЦП – аналого-цифровой преобразователь, ПК- персональный компьютер.

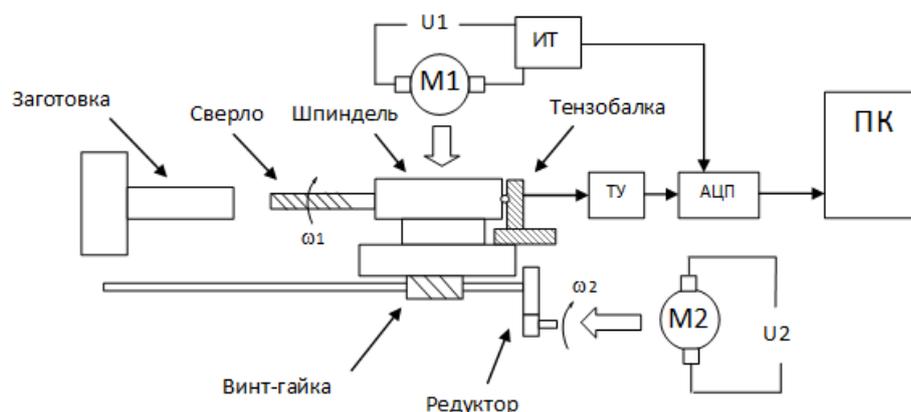


Рисунок 1 – Упрощенная структурная схема силовой головки.

Данная измерительная система предназначена для снятия показателей осевой силы и крутящего момента сопротивления, действующих на сверло во время процесса резания. Осевую силу мы измеряем посредством деформационных смещений тензобалки, за счет оказываемого на него давления со стороны шпинделя сверла. Сигнал поступает от тензорезисторов на тензоусилитель, затем, после усиления, попадает в АЦП, оцифровывается и записывается в ПК. Крутящий момент мы измеряем посредством изменения тока двигателя привода главного движения,

основываясь на том, что ток потребляемый двигателем прямо пропорционален крутящему моменту на сверле и отличается на коэффициент, при помощи ИТ мы получаем пропорциональное напряжение измеренного тока двигателя, которое после оцифровки АЦП также записывается на ПК. В результате измерения этих характеристик мы получили следующие функциональные зависимости крутящего момента на сверле $M(t)$ и осевой силы $F(t)$ в зависимости от времени (t, sec) в условных единицах напряжения (U, V), при единичном заглублении (рис.2). Переход от условных единиц напряжения (U, V) осуществлялся в дальнейшем посредством умножения на соответствующий коэффициент.

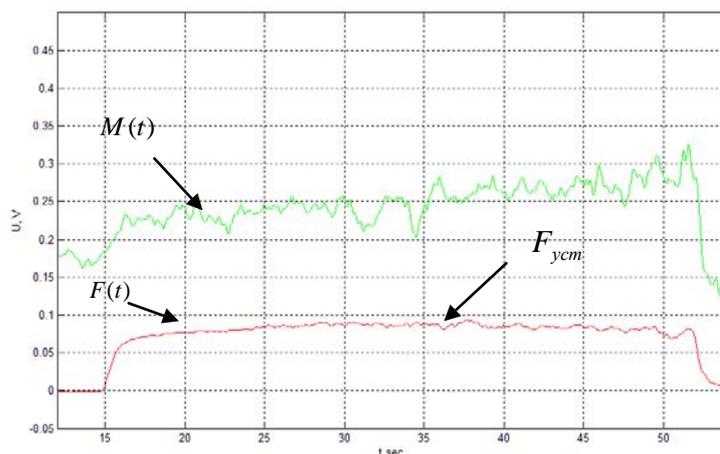


Рисунок 2 – Функция изменения крутящего момента на сверле $M(t)$ и осевой силы $F(t)$ при единичном заглублении. Сверло $\varnothing 6\text{мм}$. Режимы: подача $S=0,02$, скорость резания $V=33\text{м/мин}$.

Как мы видим на рисунке 2, данные характеристики являются нелинейными, что существенно усложняет процесс моделирования. Следующим нашим шагом явилось вычисления функции жесткости $C(t)$ процесса резания на основе функции осевого усилия $F(t)$. Исходя из зависимости (1)[3]

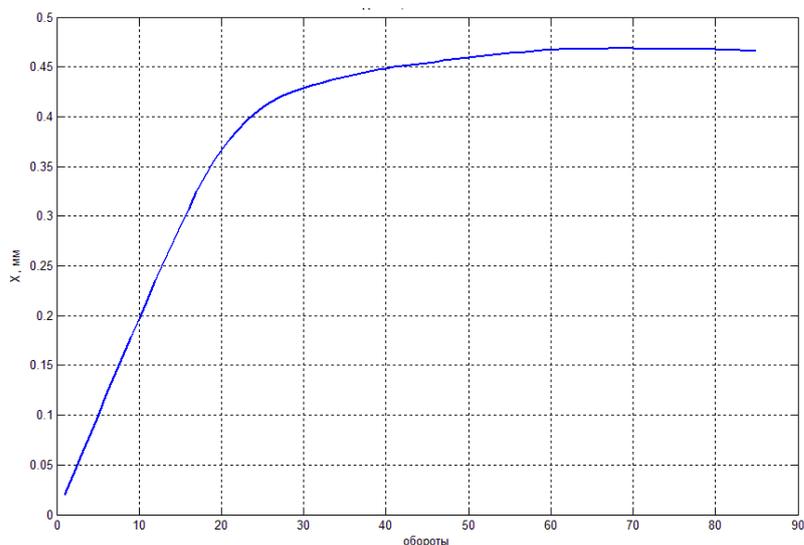
$$Cx = F, \quad (1)$$

где x – деформационное смещение вершины сверла в осевом направлении относительно суппорта, F – сила, действующая на сверло и C – жесткость подсистемы. Зная функциональную зависимость $F(t)$, можно вычислить $C(t)$, для этого сначала мы вычислили из $F(t)$, зависимость деформационного смещения вершины сверла в осевом направлении от времени $x(t)$. Для удобства анализа заменим время t на обороты, таким образом, чтобы вычисления происходили только в промежуток времени, равный одному обороту сверла затем, на основе метода итераций, получили следующую формулу для вычисления (2)

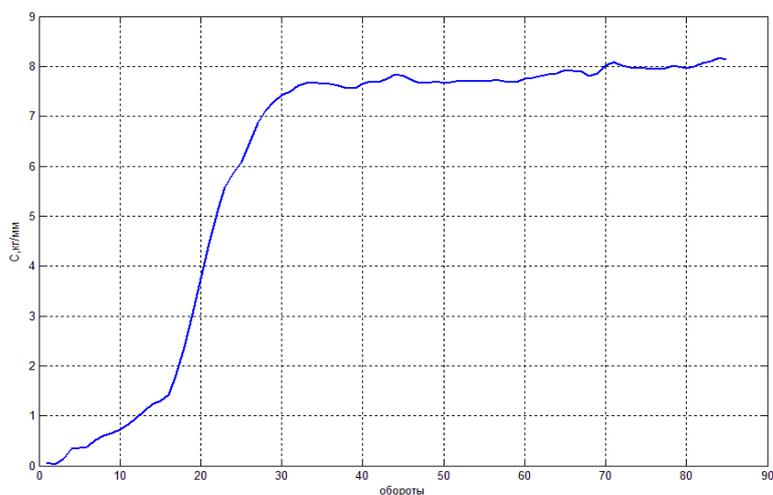
$$x(i) = \frac{\Delta F(i)}{\rho} + x(i-1), \quad (2)$$

где $x(i)$ – значение деформационного смещения вершины сверла относительно суппорта в момент i -го оборота, $x(i-1)$ – значение деформационного смещения сверла в момент $(i-1)$ -го оборота, $i = 1, 2, 3, \dots, n$ – номер оборота, $\Delta F(i)$ – разница между установившемся значением осевой силы $F_{уст}$ (рис.2) и текущим значением осевой силы $F(t)$ в момент i -го оборота, ρ – коэффициент пропорциональности равный

отношению установившемуся значению осевой силы $F_{уст}$ к величине заданной подачи S . В результате вычислений мы получили следующую зависимость деформационного смещения вершины сверла относительно суппорта $x(i)$ (Рисунок 3«а»), на основе которого согласно формуле (1) вычислили жесткость подсистемы $C(i)$ (Рисунок 3«б»), где $i = 1, 2, 3 \dots n$ – номер оборота.



«а»



«б»

Рисунок 3 – Зависимость от оборотов: «а» – $x(i)$ деформационного смещения вершины сверла относительно суппорта, «б» – $C(i)$ жесткость подсистемы.

Сверло \varnothing 6мм. Режимы: подача $S=0.02$, скорость резания $V= 33\text{м/мин}$.

В результате, на основе измерения осевой силы $F(t)$ нам удалось определить функцию жесткости механической части привода $C(i)$, что позволяет в дальнейшем ввести ее при моделировании системы управления силовой сверлильной головки.

Перечень ссылок

1. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение. 1976. -359 с.
2. Глустый И. Автоколебания в металлорежущих станках. – М.: Машгиз, 1965 -395 с.
3. Заковоротный В.Л., Флек М.Б. Динамика процесса резания. Синергетический подход. – Ростов-на-Дону: «Терра», 2006.-876с.