

УДК 621.9

Клименко Г. П.

## ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ ГЛУБОКИХ ОТВЕРСТИЙ ПУТЕМ ГАШЕНИЯ АВТОКОЛЕБАНИЙ

Снижение показателей качества технологических процессов, точности позиционирования, усталостные разрушения и повышенные износы деталей являются результатом фрикционных автоколебаний в машинах.

Решение данных проблем возможно при использовании механических средств гашения возникающих автоколебаний (изменение геометрии инструмента и использование многолезвийных инструментов, рациональное размещение стоек и люнетов, использование виброгасителей и др.). Но при изменении какого-либо из параметров оборудования или процесса, настройки механических средств необходимо менять, что влечет за собой потерю времени.

Поэтому повышение точности обработки глубоких отверстий чисто технологическими приемами ограничено, так как не представляется возможным учет всех факторов (ряд которых носит случайный характер), вызывающих увод и отклонение от заданных параметров качества [1].

Другим путем повышения точности и производительности процесса растачивания глубоких отверстий возможно также путем автоматического управления процессом обработки. Автоматически регулируемые процессы резания показали достаточно высокую эффективность в операциях наружной обработки деталей – шлифовании, токарной и фрезерной обработке. При обработке же внутренних поверхностей методы автоматического управления процессом резания не нашли пока широкого применения, что связано со специфическими особенностями процесса обработки глубоких отверстий.

В этом случае перспективным путем повышения точности растачивания глубоких отверстий представляется применение адаптивных систем управления глубокорасточным станком.

В настоящее время известен ряд технических решений, предусматривающих применение систем управления приводом при растачивании глубоких отверстий. Работы в этом направлении ведутся в Украине и за рубежом и отражены в основном в патентных материалах и статьях. А данные о результатах широкого промышленного использования таких систем в научно-технической литературе отсутствуют.

Причиной возникновения автоколебаний в механизме подачи при обработке глубокого отверстия детали является процесс, сопровождающий трение в парах скольжения (передача винт – гайка) и сам процесс резания [2, 3]. В связи с этим разработка системы управления приводом подачи является актуальной задачей, поскольку малая величина автоколебаний позволит сократить число проходов при растачивании и повысить как точность, так и производительность обработки. А применение современных средств автоматизации также позволит улучшить удобство обслуживания и комфортность работы.

Целью работы является повышение качества обработки глубоких отверстий на глубокорасточном станке за счет гашения автоколебаний.

Основные характеристики автоколебаний – это их частота  $f$  и амплитуда  $A$ .

Природа автоколебаний намного сложнее природы вынужденных и чаще всего автоколебания возникают при отсутствии видимых внешних причин.

Установлено, что частота автоколебаний практически не зависит от режима резания и геометрии инструмента. Она определяется частотой собственных колебаний доминирующей колебательной системы. В отличие от частоты, амплитуда зависит как от жесткости, демпфирующей способности и массы колебательной системы, так и от режима резания, геометрии инструмента и физико-механических свойств обрабатываемой заготовки [2, 3].

Известно, что возбуждение автоколебаний возникает за счет координатных связей перемещения вершины лезвия относительно обрабатываемой заготовки в вертикальной и горизонтальной плоскости. Поэтому необходимо определить природу возникновения энергии, которая поддерживает автоколебания.

Относительно теории координатных связей в связи с колебаниями резца толщина срезаемого слоя постоянно меняется от  $\alpha_1$  до  $\alpha_2$ . Причем, на первой стадии движения резца от А до В он движется навстречу силе резания R и система дополнительно потребляет энергию E. На следующей стадии движения от В к А движение резца совпадает с силой резания, поэтому в системы выбрасывается часть энергии  $E_1$ . Из-за того, что средняя толщина срезаемого слоя больше на втором участке получается неравенство  $E_2 > E_1$ , и система получает излишек энергии, идущий на поддержание автоколебаний.

Автоколебания в большой мере влияют на качество обрабатываемой поверхности. Для всех обрабатываемых материалов увеличение амплитуды колебаний повышает величину волнистости и шероховатости. Для процессов резания считается, что влияние амплитуды в 5–10 раз выше, чем влияние частоты автоколебаний. Но частота также влияет на величину шероховатости и волнистости обработки.

На рис. 1 показаны графики зависимостей шероховатости и волнистости от амплитуды автоколебаний [1].

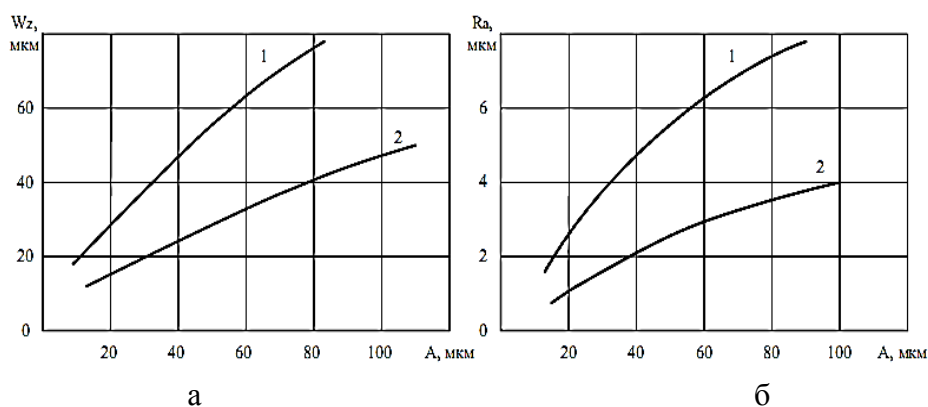


Рис. 1. Зависимость волнистости (а) и шероховатости (б) от амплитуды автоколебаний (1 – при  $f = 140$  Гц, 2 – при  $f = 500$  Гц)

Однако отсутствие автоколебаний в устройстве привода подачи может привести к тому, что стружка не будет удовлетворять технологическому процессу и будет сливной (трудно удаляемая бесконечная лента срезаемого слоя), либо будет слишком мелкой, что также неудовлетворительно. Следовательно, если и гасить автоколебания в системе, то до какого-то удовлетворяющего технологический процесс, как по амплитуде, так и по частоте значения.

Исследование привода подачи глубокорасточного станка в условиях ПАО «НКМЗ» позволило получить осциллограммы и построить фазовый портрет переходных процессов, которые показаны на рис. 2.

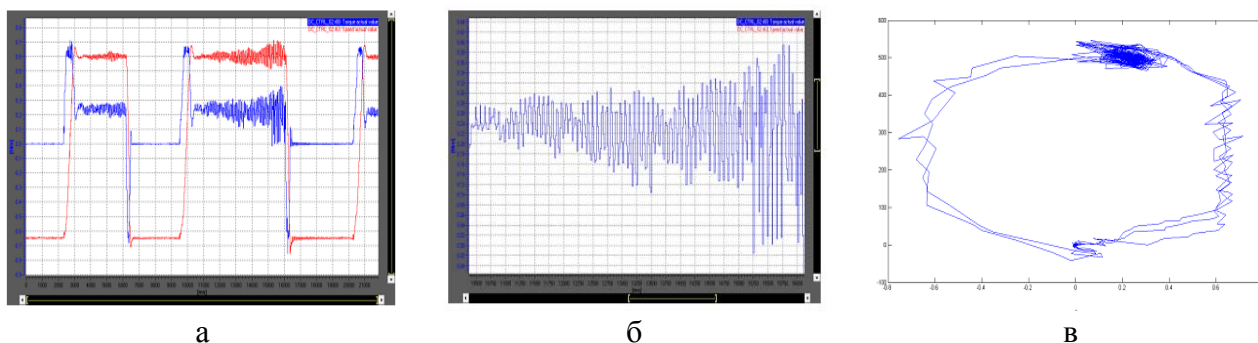


Рис. 2. Осциллограммы снятые на реальном оборудовании:

а – переходные процессы по скорости и моменту на электродвигателе; б – переходный процесс по моменту; в – зависимость скорости от момента в системе фазовых координат

Анализ полученных результатов позволил разработать структурную модель управления приводом подачи глубокорасточного станка с учетом того, что в устройстве привода подачи используется двигатель постоянного тока. Полученная модель показана на рис. 3.

Установлено, что механическая часть структурной схемы механизма привода подачи – это двухмассовая электромеханическая система (ЭМС). Для построения модели системы управления также были определены коэффициенты механической части.

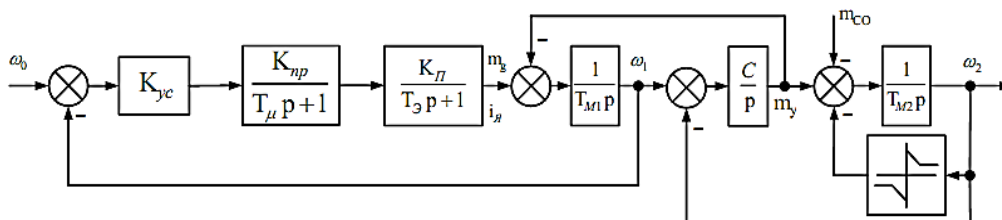


Рис. 3. Структурная схема рассматриваемой модели системы управления

Рассчитаны моменты инерции механической связки «электродвигатель – боршанга» и жесткость связи между этими элементами ЭМС привода подачи. Масса вала определяется:

$$m_{\text{вала}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{вала}}^2}{4} \cdot L_{\text{вала}} \cdot \rho_{\text{ст}} \text{ (кг)}, \quad (1)$$

где  $\rho_{\text{ст}}$  – плотность стали,  $L_{\text{вала}}$  – длина вала,  $D_{\text{вала}}$  – диаметр вала. Момент инерции вала определяется по формуле:

$$J_{\text{вала}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{вала}} \cdot r_{\text{вала}}^2 \text{ (кг} \cdot \text{м}^2\text{)}. \quad (2)$$

Полярный момент инерции для цельного цилиндрического образца (вала) рассчитываем по формуле:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{\text{вала}}^4}{32} = 0,1 D_{\text{вала}}^4 \text{ (м}^4\text{)}, \quad (3)$$

где  $D_{\text{вала}}$  – диаметр образца.

Жесткость образца на кручение длиной  $L$  рассчитывается по формуле

$$C_{12} = G \frac{I_p}{L_{\text{вала}}} \text{ (Н} \cdot \text{м)}, \quad (4)$$

где  $I_p$  – полярный момент инерции поперечного сечения образца,  $\text{м}^4$ ;  $G$  – модуль сдвига;  $L_{\text{вала}}$  – длина образца.

По техническим характеристикам станка известно, что движение подачи может осуществляться при включенной 1 передаче, либо включенной 2 передаче. На первой передаче передаточное число редуктора равно. Для дальнейшего исследования необходимо знать приведенные значения момента инерции и жесткости на различных передачах. Поэтому рассчитываем значения по формулам соответственно

$$C_{\text{прив}N} = \frac{C_{12}}{i_N^2}; \quad J_{\text{прив}N} = \frac{J}{i_N^2}, \quad (5)$$

где  $N$  – номер передачи.

Частота собственных колебаний режущего инструмента рассчитана с учетом того, что приведенные значения соответствуют одной из передач:

$$f = \frac{\sqrt{C_{\text{прив}}}}{2\pi \sqrt{J_{\text{прив}}}} \text{ (Гц)}. \quad (6)$$

Особенностью моделирования системы управления приводом подачи глубокорасточного станка является то, что используется нелинейное звено в механической части, которое представляет собой фрикционные трения во время автоколебаний (т. е. первичная нагрузка при сдвиге стебля через все механические связи с люнетами намного больше, чем нагрузки прикладываемые при установившемся движении перемещения режущего инструмента) [6].

На рис. 3 показана полученная зависимость частоты собственных колебаний в приводе подачи при различной длине выдвигания стебля (борштанги).

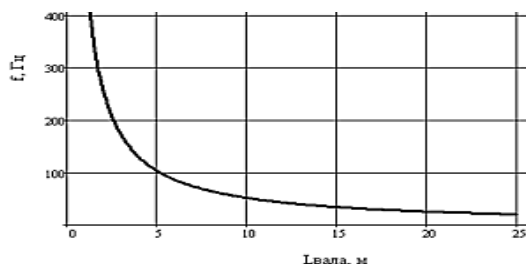


Рис. 3. Зависимость частоты собственных колебаний в приводе подачи при различной длине выбега стебля

Эта зависимость используется при корректировке жесткости стебля, на котором крепится борштанга с инструментом, при управлении приводом подачи во время технологического процесса резания.

## ВЫВОДЫ

На основе конструкционных параметров оборудования, обобщенной модели процесса резания и снятия осциллограмм с реального оборудования проведен анализ оборудования и разработана математическая модель системы управления приводом подачи, которая учитывает: наличие фрикционных автоколебаний в механизме подачи глубокорасточного станка, отображает реальное поведение механической части механизма подачи. С помощью разработанной системы управления получена зависимость частоты собственных автоколебаний и длины выбега борштанги с режущим инструментом, которая является аналогичной зависимости длины выбега борштанги и значением коэффициента жесткости стебля, на котором она закреплена. Данная модель используется для дальнейшего исследования возможных средств гашения автоколебаний методом управления процессом обработки. Следующим шагом является синтез регулятора, который бы наиболее полно отображал в процессе регулирования возможные зависимости, связывающие параметры автоколебаний, параметры процесса резания и параметры качества обработанной детали.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Клименко Г. П. Управление приводом подачи глубокорасточного с целью гашения автоколебаний / Г. П. Клименко, Н. Ю. Синельников // Надежность режущего инструмента и оптимизация. Технологических систем. – Вып. № 32. – Краматорск : ДГМА, 2013 – С. 138–143.
2. «Новий світ» – 2000, 2010. – 422 с. 2. Анализ особенностей различных подходов при аналитическом расчете сил резания / Ю. Н. Внуков, А. Г. Саржинская // Современные технологии в машиностроении. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – № 1. – 540 с.
3. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: Підручник. / В. Б. Струтинський – Житомир : ЖІТІ, 2001. – 612 с.
4. Клименко Г. П. Оптимізація регламентів експлуатації інструмента на важких верстатах / Г. П. Клименко // Прогресивні технології та системи машиностроення. Міжнародний збірник наукових трудов. – Донецьк : ООО «Лебедь», 2004. – Вып. 27. – С. 109–113.
5. Клименко Г. П. Исследование качества сборных многолезвийных инструментов / Г. П. Клименко // Резание и инструмент в технологических системах. – Вып. 82. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2012. – С. 83–90.
6. Клименко Г. П. Исследование автоматического управления приводом подачи глубокорасточного станка КЖ-1910 для гашения автоколебаний / Г. П. Клименко, Н. Ю. Синельников // Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Современные информационные технологии, средства автоматизации и электропривод». – Краматорск : ДГМА, 2012. – С. 42.

Статья поступила в редакцию 16.09.2014 г.