

## Исследование динамики процесса вибрационного сверления с управлением по размаху колебаний

© И.И. Иванов<sup>1</sup>, С.А. Воронов<sup>2</sup>

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

*Дробление стружки — одно из необходимых условий обеспечения качества процесса глубокого сверления при изготовлении деталей из труднообрабатываемых металлов и сплавов — может быть обеспечено посредством сообщения сверлу гармонических колебаний в направлении оси вращения. Возможным путем поддержания данных колебаний является замена сверлильного патрона специальным вибропатроном, включающим в себя упругий элемент, допускающий перемещения инструмента в осевом направлении. При правильном выборе жесткости упругого элемента и режимов обработки возможно возбуждение автоколебаний сверла по регенеративному механизму. Данный механизм целесообразно дополнять управляющим воздействием, определяемым в контуре обратной связи и обеспечивающим требуемые для дробления стружки характеристики процесса в широком диапазоне параметров обработки. Предложен алгоритм адаптивного управления динамикой процесса вибрационного сверления, в котором задается дополнительное воздействие на колебательную систему, пропорциональное осевой скорости сверла, а коэффициент обратной связи определяется в контуре адаптации на основе сопоставления текущего значения размаха колебаний и его целевого значения. Проведено моделирование динамики замкнутой нелинейной системы, включающей вибропатрон, рабочий процесс и систему управления, для различных режимов обработки и свойств обрабатываемого материала, для случаев отсутствия и наличия управления, показавшее эффективность предложенного алгоритма в широком диапазоне параметров обработки. Исследовано влияние коэффициента усиления в цепи обратной связи на качество управляемого процесса. Разработанный алгоритм управления целесообразно дополнить рекомендациями по назначению целевого значения размаха осевых колебаний режущих кромок, обеспечивающего дробление стружки.*

**Ключевые слова:** *вибрационное сверление, дробление стружки, автоколебания, регенеративный механизм, адаптивное управление, нелинейная динамика*

**Введение.** При сверлении глубоких отверстий в металлах, как правило, образуется сливная стружка [1, 2], которая может наматываться на инструмент. При этом затрудняется отвод стружки из зоны резания, возможны заклинивание и поломка инструмента, повреждения обработанной поверхности отверстия. Особенно актуальна данная проблема при резании труднообрабатываемых металлов и сплавов. Удаление намотанной стружки со сверла — плохо автоматизируемая операция, для которой необходим останов производственной операции.

Требования повышения эффективности машиностроительного производства обуславливают необходимость дробления стружки в процессе обработки. В этом случае обработка может проводиться

непрерывно, без остановов, повышаются ее производительность и качество.

Одним из способов обеспечения дробления стружки является со-общение сверлу колебаний в осевом направлении. Если при этом ре-зущая часть инструмента будет периодически выходить из зоны ре-зания, то стружка получится сегментированной и легкоудаляемой из отверстия. В работе [2] сформулированы условия, накладываемые на амплитуду и частоту колебаний инструмента, при выполнении кото-рых стружка дробится. Показано, что наименьший, необходимый для обеспечения дробления стружки размах колебаний должен быть не меньше осевой подачи инструмента.

В настоящее время разработаны и опробованы различные кон-струкции устройств, жестко задающие осевые перемещения инстру-мента по гармоническому закону: с гидравлическим [3], кинематичес-ким [4, 5] и другими [6, 7] типами возбуждения. Достоинством дан-ных устройств является высокая надежность дробления стружки и отсутствие временной задержки между началом обработки и нача-лом дробления. Недостатки заключаются в необходимости внесения изменений в конструкцию станка, а также подвода значительной энергии на вращающийся шпиндель.

Помимо устройств жесткого задания перемещений инструмента существуют специальные вибропатроны [8–10], использующие энер-гию главного движения для поддержания требуемых осевых колеба-ний сверла. Такие вибропатроны (рис. 1) включают в себя упругий элемент, через который осуществляется передача осевой силы. Вследствие податливости, вносимой упругим элементом, сверло и подвижная (в осевом направлении) часть вибропатрона могут со-вершать осевые колебания относительно неподвижной части вибропа-трона и шпинделя. При этом происходит самовозбуждение осевых ко-лебаний сверла по регенеративному механизму [11] за счет части энергии главного движения. Обзор исследований, в которых рассмот-рены различные модели и методы анализа условий возбуждения авто-колебаний при обработке глубоких отверстий, приведен в работе [12].



Рис. 1. Патрон со встроенным упру-гим элементом прорезного типа [10]

Как показывают исследования, амплитуда и частота развиваемых автоколебаний определяются дина-мическими свойствами вибропатро-на, задаваемыми режимами обра-ботки, свойствами обрабатываемого материала и геометрическими ха-рактеристиками сверла [13, 14]. При определенных условиях характери-стики автоколебаний инструмента могут оказаться как недостаточны-

ми, так и избыточными для обеспечения дробления стружки. Требуется тонкая настройка динамических характеристик вибропатрона и режимов обработки. При отсутствии точной информации о демпфировании в системе, об изменениях условий резания и параметров инструмента за счет износа в процессе сверления надежность поддержания самовозбуждаемых вибраций невысока.

Возможным путем исправления указанного недостатка вибропатронов является дополнение автоколебательного механизма возбуждения внешним управляющим воздействием [15], встраиваемым в контур обратной связи. Система управления должна добавлять энергию в колебательную систему в случае, если амплитуды колебаний недостаточны для дробления стружки, и ограничивать амплитуды колебаний, если они избыточны. В работе [16] представлена конструктивная реализация сверлильного патрона со встроенным пьезоэлементом, который может быть использован для осуществления управления. Однако в настоящее время не проведена детальная разработка стратегий управления описываемым сложным нелинейным процессом вибрационного сверления, характеризующимся быстрой скоростью нарастания и падения амплитуд колебаний. Предложенная в работе [15] стратегия управления, как показано в работе [17], при некоторых режимах обработки приводит к неустойчивому поведению замкнутой динамической системы, включающей вибропатрон, рабочий процесс и систему управления. Предложенная в работе [17] стратегия управления ограничена случаем строго линейной зависимости в электромеханическом преобразовании, что существенно ограничивает возможности ее практического применения. Таким образом, задача разработки системы управления вибрациями при сверлении является актуальной.

В настоящей работе предложена и исследована новая стратегия управления динамикой процесса вибрационного сверления с адаптацией коэффициента обратной связи по размаху колебаний. На основе математической модели замкнутой системы, включающей вибропатрон, рабочий процесс и систему управления, проводится исследование интегральных характеристик получаемого вибрационного процесса с целью определения возможностей новой стратегии обеспечить цель управления в широком диапазоне параметров обработки.

**Математическая модель.** На рис. 2 приведена расчетная схема динамики процесса вибрационного сверления с управлением для случая, когда воздействие на колебательную систему осуществляется кинематически. Данный способ возбуждения реализуется посредством задания некоторого перемещения  $x_a$  закреплению упругого элемента вибропатрона. Такое перемещение может быть осуществлено, например, посредством встроенного пьезоактуатора.

Уравнения динамики процесса вибрационного сверления с управлением, полученные в работе [17], приведены ниже в безразмерном виде без вывода:

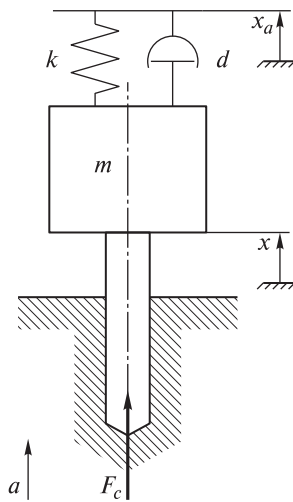
$$\frac{1}{(2\pi p)^2} \ddot{q} + \frac{\zeta}{\pi p} \dot{q} + q = P_c + q_0; \quad (1)$$

$$\eta(\tau) = (\Lambda(\tau-1) + 1 - q(\tau)) H(\Lambda(\tau-1) + 1 - q(\tau)); \quad (2)$$

$$P_c = k_c \eta^r; \quad (3)$$

$$\Lambda(\tau) = \Lambda(\tau-1) + 1 - \eta(\tau), \quad (4)$$

где  $q$  — безразмерная осевая координата инструмента, в долях подачи на зуб;  $p$  — отношение собственной частоты колебаний вибропатрона к частоте прохождения режущих кромок инструмента;  $\zeta$  — безразмерный коэффициент демпфирования системы;  $P_c$  — безразмерная сила резания, в долях произведения жесткости упругого элемента и подачи;  $q_0$  — безразмерное кинематическое возбуждение, в долях подачи;  $\eta$  — безразмерная толщина срезаемого слоя, в долях подачи;  $\tau$  — безразмерное время, в долях поворота инструмента на режущую кромку;  $\Lambda$  — безразмерная осевая координата обрабатываемой поверхности;  $k_c, r$  — эмпирические константы, определяемые свойствами обрабатываемого материала и диаметром и геометрической формой режущей части сверла.



**Рис. 2.** Расчетная схема динамики процесса вибрационного сверления с управлением при кинематическом способе возбуждения:

$x$  — осевая координата инструмента;  $x_a$  — кинематически задаваемое перемещение;  $m$  — масса подвижной части вибропатрона;  $d$  — коэффициент вязкости закрепления подвижной части вибропатрона;  $k$  — жесткость упругого элемента;  $a$  — подача материала на инструмент;  $F_c$  — осевая сила резания

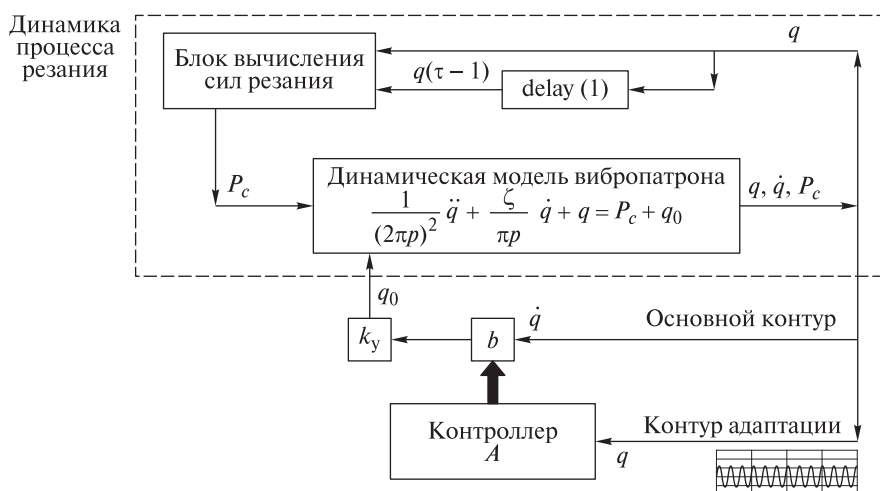
Система уравнений (1)–(4) нелинейная, с запаздывающим аргументом, входящим в конечные уравнения (2) и (4). В настоящей работе неизвестные  $\{q, \eta, P_c, \Lambda\}$  находятся численно на дискретной сетке с постоянным шагом  $\Delta\tau$ :  $\tau_j = j\Delta\tau$ ,  $j = 0, 1, 2, \dots$ . На каждом  $j$ -м временном шаге для нахождения решения применяется метод последовательных приближений с итерационным уточнением вектора состояния в конце шага.

**Алгоритм управления.** Зададим закон управления в следующем виде:

$$q_0 = k_y b \dot{q}, \quad (5)$$

где  $k_y$  — коэффициент усиления управляющего сигнала;  $b$  — коэффициент обратной связи, задаваемый контроллером. Поскольку предполагается использование цифрового контроллера, то  $b$  может принимать дискретный ряд значений, например, для 10-разрядного цифро-аналогового преобразователя (0...1023) или (–512...511). Коэффициент усиления здесь и далее принимаем  $k_y = 5 \cdot 10^{-5}$ , если не оговорено иное.

На рис. 3 приведена структурная схема системы, включающей вибропатрон, рабочий процесс и систему управления. Применяемая система адаптивная [18], предусмотрена возможность изменения коэффициента обратной связи  $b$  для обеспечения заданного размаха колебаний. Если колебания в системе не возбуждаются естественным образом, то коэффициент  $b$  принимает положительное значение, подкачивая энергию в систему. Если в системе возбуждаются избыточные колебания, то коэффициент  $b$  принимает отрицательные значения.



**Рис. 3.** Структурная схема системы, включающей вибропатрон, рабочий процесс и систему управления, при адаптируемом коэффициенте обратной связи

В работе принят следующий алгоритм адаптации:

$$\dot{b} = -c_1 \left( \frac{A}{A_0} - 1 \right) - c_2 \frac{\dot{A}}{A_0}, \quad (6)$$

где  $c_1, c_2$  — параметры адаптации;  $A, A_0$  — текущее и целевое значения размаха колебаний.

Существенное значение имеет оценка размаха колебаний. Принимается следующий упрощенный алгоритм:

$$A = 2\sqrt{q^2 + \left(\frac{\dot{q}}{\omega_c}\right)^2}, \quad (7)$$

где  $\omega_c$  — оценка частоты колебаний подвижной части вибропатрона. Полученное значение  $A$  пропускается через фильтр низких частот.

Частота колебаний  $\omega_c$  оценивается как частота изменений знака виброскорости в положительную сторону. Полученная функция частоты от времени пропускается через фильтр низких частот. В качестве начального приближения  $\omega_c$  используется собственная частота вибропатрона.

Отметим, что соотношение (7) дает точный результат в случае, если колебательный процесс моногармонический. Можно предположить, что погрешности, связанные с отличием характера колебательного процесса от моногармонического, незначительны, так как вибропатрон проектируется таким образом, что его собственная частота и жесткость в осевом направлении существенно ниже аналогичных характеристик инструмента и станка.

Значение коэффициента  $b$ , вычисляемое по алгоритму адаптации (6), округляется и подставляется в формулу (5). Это позволяет получить значение перемещения  $q_0$ , входящего в уравнение (1) и влияющего на динамику всей системы.

**Интегральные характеристики процесса вибрационного сверления.** Основными зависимостями, характеризующими динамику инструмента при сверлении, являются зависимости перемещения сверла и силы резания от времени. Для исследования влияния параметров обработки ( $p, k_c$ ) и параметров алгоритма управления на колебания инструмента требуется ввести характеристику колебательного процесса в целом. В качестве подобной характеристики предлагается размах колебаний на установившемся участке процесса.

Введем вспомогательные функции: огибающую функцию  $q(\tau)$  по максимумам  $g_{\max}(q(\tau))$  и огибающую функцию  $q(\tau)$  по минимумам  $g_{\min}(q(\tau))$ . Обе функции получают путем нахождения всех соответствующих экстремумов  $q(\tau)$  и их интерполяции на весь исследуемый интервал времени. Введем функцию разности описанных огибающих функций:

$$G(q(\tau)) = g_{\max}(q(\tau)) - g_{\min}(q(\tau)).$$

*Размахом установившихся колебаний* назовем среднее значение функции  $G$  на некотором заранее заданном интервале времени:

$$A = \frac{1}{T_I} \int_{\tau_f - T_I}^{\tau_f} G(q(\tau)) d\tau,$$

где  $T_I$  — безразмерная протяженность рассматриваемого интервала времени;  $\tau_f$  — конечный момент времени моделирования. При анализе результатов моделирования приняли  $T_I = 20$ .

Зависимости размаха колебаний от варьируемых параметров можно представить в виде графиков (в случае варьирования одного параметра) или контурных карт (в случае варьирования двух параметров), на которых в плоскости данных двух параметров показаны изолинии для исследуемой характеристики. Для улучшения наглядности области между изолиниями закрашивают.

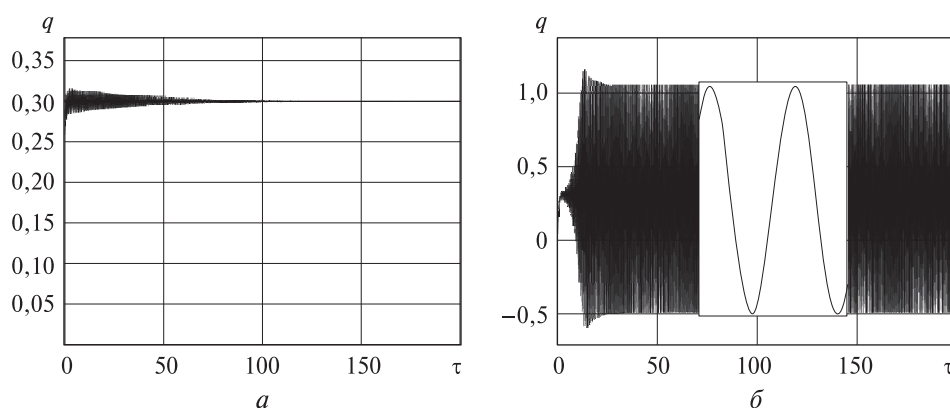
**Результаты моделирования.** Моделирование динамики процесса вибрационного сверления проводили для случаев отсутствия и наличия управляющего воздействия. Приняты следующие значения параметров:

модели  $\zeta = 0,1, r = 0,75$ ;

системы управления  $k_y = 5 \cdot 10^{-5}, c_1 = c_2 = 500, A_0 = 1,5$ .

Варьировали параметры  $p$  и  $k_c$ .

Для сравнения на рис. 4 приведены зависимости перемещений инструмента от времени для случаев отсутствия и наличия управления при  $p = 1,5$  и  $k_c = 0,3$ . Видно, что в случае отсутствия управления колебания, возникающие при врезании инструмента в материал, быстро затухают, в то время как при наличии управления реализуется вибрационный режим с заданным размахом  $A_0 = 1,5$ .



**Рис. 4.** Зависимости перемещений подвижной части вибропатрона от времени для случаев отсутствия (а) и наличия (б) управления при  $p = 1,5$  и  $k_c = 0,3$

На рис. 5 приведены зависимости осевой силы резания от времени для случаев отсутствия и наличия управления при  $p = 1,5$  и  $k_c = 0,3$ . Осевая сила показана в долях от  $k_c$ , так как данное значение совпадает

со значением осевой силы резания при безвибрационном сверлении. Видно, что при наличии управления зависимость осевой силы резания от времени периодически обращается в ноль, что свидетельствует о выходе режущих кромок из материала и завершении формирования очередного сегмента стружки. Таким образом, реализуется процесс сегментации стружки.

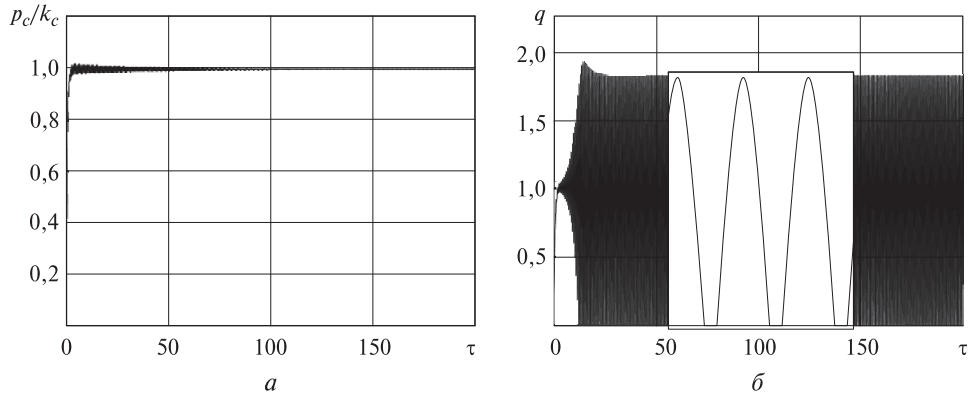


Рис. 5. Зависимости осевой силы резания от времени для случаев отсутствия (а) и наличия (б) управления при  $p = 1,5$  и  $k_c = 0,3$

Из сопоставления результатов моделирования для случаев отсутствия и наличия управления при  $p = 1,5$  и  $k_c = 0,5$  (рис. 6) следует, что введение управления ограничивает размах колебаний.

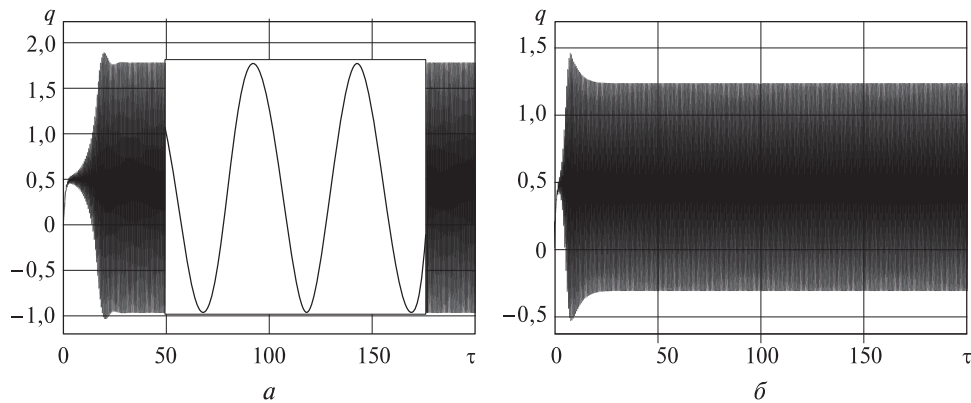


Рис. 6. Зависимости перемещений подвижной части вибропатрона от времени для случаев отсутствия (а) и наличия (б) управления при  $p = 1,5$  и  $k_c = 0,5$

На рис. 7 приведены зависимости коэффициента обратной связи системы управления от времени для двух рассмотренных выше сочетаний параметров  $p$  и  $k_c$ . Видно, что в обоих случаях коэффициент



обратной связи быстро принимает максимальное допустимое значение 1023, но затем снижается. Причем если автоколебания не возбуждаются при отсутствии управления, коэффициент  $b$  снижается до положительного значения, соответствующего подпитке колебательной системы энергией, а если колебания возбуждаются,  $b$  снижается до отрицательного значения, соответствующего ограничению колебаний системы.

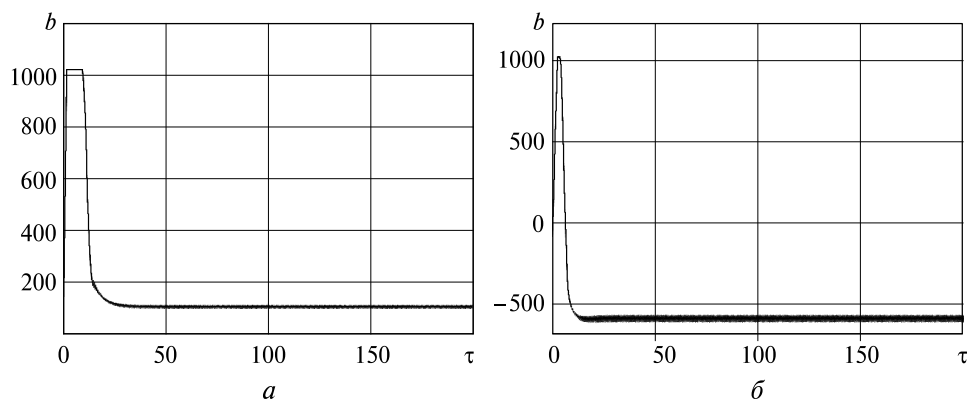


Рис. 7. Зависимости коэффициента обратной связи системы управления от времени для случаев  $k_c = 0,3$  (а) и  $k_c = 0,5$  (б) при  $p = 1,5$

Проведено многовариантное моделирование динамического поведения системы при различных значениях параметров  $p$  и  $k_c$ . Результаты моделирования для случаев отсутствия и наличия управления представлены на рис. 8. Видно, что введение управления расширяет область, в которой происходит возбуждение колебаний инструмента. Кроме того, во всей области возбуждения система управления обеспечивает практически постоянный размах колебаний.

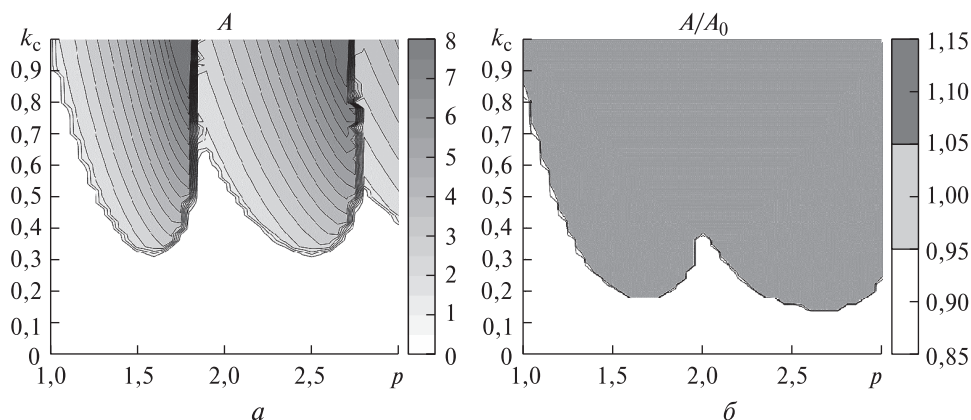
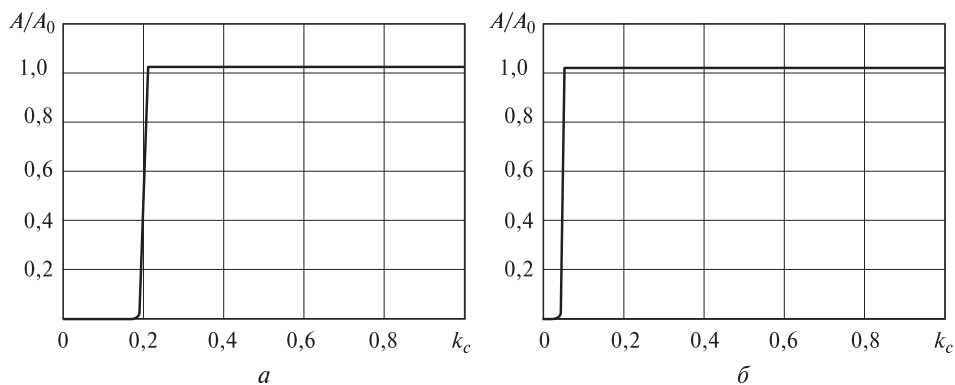


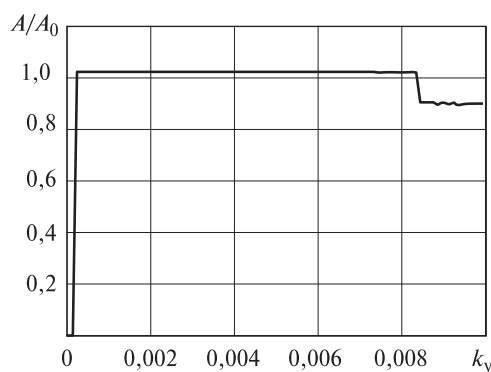
Рис. 8. Зависимости размаха колебаний  $A$  от параметров  $p$  и  $k_c$  для случаев отсутствия (а) и наличия (б) управления

Существование и размер области, где колебания не возбуждаются при наличии управления, связаны с ограничением на коэффициент усиления  $k_y$ .

Зависимости отношения текущего значения к его целевому значению  $A/A_0$  размаха колебаний от коэффициента  $k_c$  для случаев номинального и увеличенного значений  $k_y$  приведены на рис. 9. Минимальное значение параметра  $k_c$ , при котором выполняется цель управления, снижается при увеличении значения  $k_y$ . Отметим, что зависимость отношения  $A/A_0$  от коэффициента усиления  $k_y$  не носит монотонный характер. На рис. 10 видно, что при очень малых значениях коэффициента усиления  $k_y$  колебания не возбуждаются, так как система управления не подводит достаточной мощности. При очень больших значениях  $k_y$  колебания возбуждаются, но цель управления не выполняется. Это связано с усложнением управления при увеличении  $k_y$ , так как коэффициент обратной связи  $b$  может принимать только дискретный ряд значений, и чувствительность динамического поведения колебательной системы к одному шагу изменения  $b$  определяется коэффициентом усиления  $k_y$ .



**Рис. 9.** Зависимости  $A/A_0$  от параметра  $k_c$  для случаев номинального (а) и десятикратно увеличенного (б) значений коэффициента усиления  $k_y$  при  $p = 1,5$



**Рис. 10.** Зависимость  $A/A_0$  от коэффициента усиления  $k_y$  при  $p = 1,5$  и  $k_c = 0,1$

**Заключение.** Рассмотренная стратегия управления динамикой процесса вибрационного сверления основана на адаптации коэффициента обратной связи по размаху колебаний. Исследовано влияние введения управления на динамическое поведение замкнутой системы, включающей вибропатрон, рабочий процесс и систему управления. Показано, что предложенный алгоритм управления позволяет обеспечивать заданный размах колебаний инструмента для широкого диапазона параметров обработки. Исследовано влияние коэффициента усиления в цепи обратной связи на возможности выполнения цели управления с учетом дискретного характера изменения коэффициента обратной связи.

Разработанный алгоритм управления целесообразно дополнить рекомендациями по назначению целевого значения размаха колебаний, обеспечивающего надежное дробление стружки.

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-31-00147.*

#### ЛИТЕРАТУРА

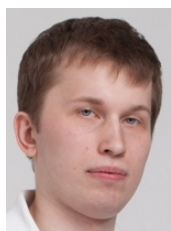
- [1] Oezkaya E., Mikel S., Biermann D. Experimental studies and FEM simulation of helical-shaped deep hole twist drills. *Production Engineering*, 2018, vol. 12 (1), pp. 11–23.
- [2] Подураев В.Н. *Обработка резанием с вибрациями*. Москва, Машиностроение, 1970, 350 с.
- [3] Попов В.Е., Вайншенхер Э.А., Маргулис М.М. *Электрогидравлический привод вибросверлильного станка с программным управлением*. Пат. № 510351 (СССР), опубл. 15.04.76, бюл. № 14, 4 с.
- [4] Peigne G. *Ring-Rolling Bearing with Axial Displacement and Shaping Tooling Equipped with Such a Bearing*. Пат. № 0001024 (Франция), опубл. 03.01.2008, 14 с.
- [5] Jallageas J., K'nevez J.Y., Cherif M., Cahuc O. Modeling and Optimization of Vibration-Assisted Drilling on Positive Feed Drilling Unit. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2013, vol. 67, pp. 1205–1216.
- [6] Силин Н.С., Беневоленский В.Ф. *Устройство для вибросверления*. Пат. № 1237323 (СССР), опубл. 15.06.1986, бюл. № 22, 2 с.
- [7] Сидорова В.В. *Разработка метода дробления стружки для повышения стойкости инструмента при сверлении глубоких отверстий в титановых сплавах*. Дис. ... канд. техн. наук. Курск, 2017, 147 с.
- [8] Брюн-Пикар Д., Гуськов А.М. *Сверлильная головка с вибрационным эффектом*. Пат. № 2212984 (РФ), опубл. 27.09.2003, 1 с.
- [9] Rabate P., Moraru G.-F., Picard D.B. *Drilling Tool and Device with Self-Maintained Axial Vibrations*. Пат. № 0170964A1 (США), опубл. 14.07.2011, 11 с.
- [10] Paris H., Tichkiewitch S., Peigne G. Modelling the Vibratory Drilling Process to Foresee Cutting Parameters. *CIRP Annals — Manufacturing Technology*, 2005, vol. 54 (1), pp. 367–370.
- [11] Altintas Y. *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design*. Cambridge University Press, 2012, 366 p.

- [12] Воронов С.А., Гуськов А.М., Иванов И.И., Барышева Д.В., Киселев И.А. Существующие методы обеспечения низкочастотных вибраций инструмента с целью дробления стружки при сверлении отверстий. *Наука и образование. Электронный журнал*, 2014, № 12. DOI: 10.7463/1214.0748342
- [13] Gousskov A.M., Voronov S.A., Batzer S.A. Chatter Synchronization in Vibratory Drilling. *Dynamics, Acoustics and Simulations. ASME 2000*, 2000, vol. 68, pp. 263–270.
- [14] Tichkiewitch S., Moraru G., Brun-Picard D., Gousskov A. Self-Excited Vibration Drilling Models and Experiments. *CIRP Annals — Manufacturing Technology*, 2002, vol. 51 (1), pp. 311–314.
- [15] Гуськов А.М. *Разработка методов построения и анализа динамических моделей технологических процессов при механической обработке*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1997, 335 с.
- [16] Moraru G., Veron P., Rabate P. *Drilling Head with Axial Vibrations*. Пат. № 8926235 (США), опубл. 06.01.2015, 12 с.
- [17] Gousskov A.M., Voronov S.A., Ivanov I.I., Nikolaev S.M., Barysheva D.V. Investigation of Vibratory Drilling Model with Adaptive Control. P. 1: Control of Cutting Continuity Index. *Journal of Vibroengineering*, 2015, vol. 17 (7), pp. 3702–3714.
- [18] Мирошник И.В., Никифоров О.В., Фрадков А.Л. *Нелинейное и адаптивное управление сложными динамическими системами*. Санкт-Петербург, Наука, 2000, 549 с.

Статья поступила в редакцию 09.06.2018

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Иванов И.И., Воронов С.А. Исследование динамики процесса вибрационного сверления с управлением по размаху колебаний. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2018, вып. 9. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2018-9-1806>



**Иванов Илья Игоревич** — старший преподаватель МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область интересов: динамика процессов резания, системы автоматического управления, роторная динамика, вопросы механических вибраций турбореактивных двигателей.  
e-mail: [ivanovilig@gmail.com](mailto:ivanovilig@gmail.com)



**Воронов Сергей Александрович** — д-р техн. наук, начальник отдела РФФИ, профессор кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана, директор НИИ АПП МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 50 научных работ в области механики деформируемых тел, динамики процессов обработки резанием, моделирования сложных динамических процессов.  
e-mail: [voronovsa@yahoo.com](mailto:voronovsa@yahoo.com)

## **Investigation of the dynamics of the vibratory drilling process with control over the range of oscillations**

© I.I. Ivanov, S.A. Voronov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

*The article reports that chip control can be provided by communicating to the drill of harmonic oscillations in the direction of the axis of rotation. Chip control is one of the necessary conditions for ensuring the quality of the deep drilling process in the manufacture of parts from hard-to-digest metals and alloys. A possible way to maintain these oscillations is to replace the drill chuck with a special vibration shaker, including an elastic element that allows the tool to move in the axial direction. With the correct choice of the rigidity of the elastic element and the processing conditions, the excitation of self-oscillations of the drill by the regenerative mechanism is possible. It is advisable to supplement this mechanism with the control action determined in the feedback loop and providing the characteristics of the process required for chip control in a wide range of processing parameters. The paper offers an algorithm for adaptive control of the dynamics of the vibratory drilling process, in which the additional influence on the oscillating system proportional to the axial speed of the drill is set and the feedback coefficient in the adaptation loop based on the comparison of the current value of the swing amplitude and its target value is determined. The simulation of the dynamics of a closed nonlinear system "elastic system-workflow-control system" for various processing modes and properties of the processed material, for cases of absence and management availability is carried out. The influence of the feedback gain on the quality of the controlled process is investigated. It is advisable to supplement the developed control algorithm with recommendations for assigning a target value for the range of axial oscillations of the cutting edges that ensures chip control.*

**Keywords:** *vibratory drilling, chip control, auto-oscillations, regenerative mechanism, adaptive control, nonlinear dynamics*

### REFERENCES

- [1] Oezkaya E., Mikel S., Biermann D. *Production Engineering*, 2018, vol. 12 (1), pp. 11–23.
- [2] Poduraev V.N. *Obrabotka rezaniem s vibratsiyami* [Cutting with vibrations]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970, 350 p.
- [3] Popov V.E., Vaynshenkher E.A., Margulis M.M. *Elektrohidravlicheskiy privod vibrosverlil'nogo stanoka s programmnyim upravleniem* [Electrohydraulic drive of a vibro-drilling machine with software control]. Patent USSR, no. 510351, 1976, 4 p.
- [4] Peigne G. *Ring-rolling bearing with axial displacement and shaping tooling equipped with such a bearing*. Patent France, no. 0001024, 2008, 14 p.
- [5] Jallageas J., K'nevez J.Y., Cherif M., Cahuc O. *International journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2013, vol. 67, pp. 1205–1216.
- [6] Silin N.S., Benevolenskiy V.F. *Ustroystvo dlya vibrosverleniya* [Device for vibration drilling]. Patent USSR, no. 1237323, 1986, 2 p.
- [7] Sidorova V.V. *Razrabotka metoda drobleniya struzhki dlya povysheniya stoykosti instrumenta pri sverlenii glubokikh otverstiy v titanovykh splavakh*. Diss. cand. tekhn. nauk [Development of a method for chip shattering to improve tool life when drilling deep holes in titanium alloys. Cand. eng. sc. diss.]. Kursk, 2017, 147 p.

- [8] Brun-Picard D., Gousskov A.M. *Sverlil'naya golovka s vibratsionnym efektom* [Drilling head with vibrating effect]. Patent RF, no. 2212984, 2003, 1 p.
- [9] Rabate P., Moraru G.-F., Picard D.B. *Drilling tool and device with self-maintained axial vibrations*. Patent USA, no. 0170964A1, 2011, 11 p.
- [10] Paris H., Tichkiewitch S., Peigne G. *CIRP Annals — Manufacturing Technology*, 2005, vol. 54 (1), pp. 367–370.
- [11] Altintas Y. *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design*. Cambridge University Press, 2012, 366 p.
- [12] Voronov S.A., Gousskov A.M., Ivanov I.I., Barysheva D.V., Kiselev I.A. *Nauka i Obrazovanie — Science and Education*, 2014, no. 12.  
DOI: 10.7463/1214.0748342
- [13] Gousskov A.M., Voronov S.A., Batzer S.A. Chatter synchronization in vibratory drilling. *Proc. of the ASME International Mechanical Engineering Congress “2000 Dynamics, Acoustics and Simulations”*, 2000, vol. 68, pp. 263–270.
- [14] Tichkiewitch S., Moraru G., Brun-Picard D., Gousskov A. *CIRP Annals — Manufacturing Technology*, 2002, vol. 51 (1), pp. 311–314.
- [15] Gousskov A.M. *Razrabotka metodov postroeniya i analiza dinamicheskikh modeley tekhnologicheskikh protsessov pri mekhanicheskoy obrabotke*. Diss. dokt. tekhn. Nauk [Development of methods for constructing and analyzing dynamic models of technological processes during machining. Dr. eng. sc. diss.]. Moscow, 1997, 335 p.
- [16] Moraru G., Veron P., Rabate P. *Drilling head with axial vibrations*. Patent USA, no. 8926235, 2015, 12 p.
- [17] Gousskov A.M., Voronov S.A., Ivanov I.I., Nikolaev S.M., Barysheva D.V. *Journal of Vibroengineering*, 2015, vol. 17 (7), pp. 3702–3714.
- [18] Miroshnik I.V., Nikiforov O.V., Fradkov A.L. *Nelineynoe i adaptivnoe upravlenie slozhnymi dinamicheskimi sistemami* [Nonlinear and adaptive control of complex dynamic systems]. St. Petersburg, Nauka Publ., 2000, 549 p.

**Ivanov I.I.**, Assist. Professor, Bauman Moscow State Technical University, Central Institute of Aviation Motors. Research interests: the dynamics of cutting processes, automatic control systems, rotor dynamics and issues of mechanical vibrations of turbojet engines. e-mail: ivanovilig@gmail.com

**Voronov S.A.**, Dr. Sc. (Eng.), Head of the Russian Foundation for Basic Research Department, Professor, Department of Applied Mechanics, Bauman Moscow State Technical University. Author of over 50 scientific works in the field of mechanics of deformable bodies, dynamics of machining processes, modeling of complex dynamic processes. e-mail: voronovsa@yahoo.com