

М 4.43102
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ВОРОНОВ СЕРГЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 534.113;621.95.04

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ВИБРАЦИОННОГО
СВЕРЛЕНИЯ

Специальность 01.02.06 - Динамика, прочность
машин, приборов и аппаратуры

05.03.01 - Процессы механической
и физикохимической обработки, станки и инструмент

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1986

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор СВЕТЛИЦКИЙ В.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор МАКАРОВ Б.П.,
доктор технических наук,
профессор ПОДУРАЕВ В.Н.

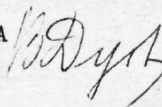
Ведущее предприятие - указано в решении специализированного совета

Защита состоится "25 декабря 1986 г. в 14³⁰ ч.
на заседании специализированного совета Д 053.15.08 в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005 Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "___" _____ 1986 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО СОВЕТА
К.Т.Н., ДОЦЕНТ

 В.В.ДУБИНИН

Л 62765 Заказ 410 Объем I п.л. Тираж 100 экз.

Типография МВТУ 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., 5

Подписано к печати 18.03.86 г.

Актуальность темы. В проекте основных направлений экономического и социального развития СССР на 1986-1990 и на период до 2000 года поставлена задача обеспечить повышение эффективности машиностроительного производства за счет совершенствования его технологии, улучшения организации, оснащения новым металлообрабатывающим оборудованием, повысить производительность труда на 39-43%, снизить себестоимость продукции на 9-11%. Широкое применение в промышленности новых высокопрочных материалов со специальными свойствами требует от технологии машиностроения разработки эффективных методов обработки резанием. Определение рациональных режимов резания для этих методов является основным ресурсом повышения производительности процессов обработки металлов резанием. Особенно остро этот вопрос стоит в настоящее время при обработке глубоких отверстий малого диаметра деталей топливной аппаратуры двигателей, деталей системы охлаждения и других. Объясняется это двумя причинами. Первая причина заключается в огромном объеме изделий, в которых обрабатываются отверстия диаметром 2-10 мм и глубиной от 5 до 100 диаметров. Вторая и главная причина состоит в том, что технологические процессы обработки глубоких отверстий, используемые в настоящее время на большинстве заводов топливной аппаратуры, имеют высокую себестоимость и являются малопродуктивными для выполнения больших годовых программ, в связи с тем, что большую долю труда при сверлении глубоких отверстий составляет ручной труд. Технологической сложностью операции глубокого сверления являются низкая жесткость инструмента и затруднительное удаление стружки из зоны резания. Большое значение проблеме дробления стружки придается при проектировании технологических процессов для гибких производственных систем (ГПС), т.к. надежное дробление стружки является одним из основных условий эффективной работы автоматизированного оборудования.

Один из способов, обеспечивающий надежное дробление стружки и позволивший механизировать процесс сверления глубоких отверстий это вибрационное сверление. Однако, на практике еще не выработаны критерии поиска наиболее рациональных режимов резания для вибрационных методов обработки и, тем более, не имеется рекомендаций для проектирования адаптивных систем управления сверлением глубоких отверстий. Имеющийся в распоряжении технологов парк



станков с дискретным изменением режимов резания не позволяет даже экспериментальным путем обеспечить оптимальную обработку глубоких отверстий. Присущая процессу глубокого сверления динамика затрудняет аналитическое исследование и экспериментальную проверку частных математических моделей процесса.

Цель работы. Целью настоящей работы является повышение производительности и надежности процесса вибрационного сверления на основе разработки методики определения оптимальных режимов резания.

Основные задачи работы. Для достижения указанной цели в работе поставлены следующие задачи:

1. Разработка и обоснование критериев оптимизации процесса резания при вибрационном сверлении.
2. Определение оптимальной амплитуды и частоты вибраций режущих кромок инструмента, обеспечивающих надежное дробление стружки при максимальной производительности процесса обработки.
3. Разработка обобщенной математической модели процесса вибрационного сверления.
4. Разработка и внедрение в производство методики определения оптимальных режимов вибрационного сверления для различных соотношений длины и диаметра стебля инструмента.

Научная новизна. В работе предложен и обоснован энергетический критерий оптимизации процесса сверления глубоких отверстий с учетом осевых вибраций режущих кромок инструмента. Разработаны математические модели вибрационного сверления с использованием автоколебаний для двух основных случаев:

- инструмент с коротким стеблем с учетом его продольной податливости;
- инструмент с длинным стеблем с учетом осевых смещений режущих кромок, вызванных изгибом стебля.

Определены стационарные режимы автоколебаний инструмента при сверлении и установлены условия их устойчивости. Разработана методика определения параметров системы СПИД, соответствующих устойчивым автоколебательным режимам и обеспечивающих оптимальные условия резания. На основе методов теории подобия и размерностей разработана методика пересчета оптимальных режимов резания для различных физически подобных процессов обработки глубоких отверстий, в частности, для сверления отверстий различных диаметров.

Практическая ценность и реализация работы. Разработанная с

использованием энергетического критерия методика определения режимов резания, обеспечивающих оптимальные значения амплитуды и частоты вибраций режущих кромок в зоне резания, позволяет повысить стойкость инструмента и повысить производительность процесса вибрационного сверления. Разработанный энергетический критерий может быть легко перенесен и на другие процессы вибрационной обработки металлов резанием (токарная обработка, фрезерование, зенкерование, растачивание и др.). Проведенные исследования могут быть использованы при проектировании процессов обработки отверстий на автоматизированных станках с адаптивным управлением по параметрам вибрации режущих кромок инструмента и уровню удельной энергии стружкообразования.

Результаты исследований внедрены на ВПО "Техника" и ММПО "Салют".

Достоверность результатов полученных в диссертации вытекает из обоснованности теоретических положений и математических методов, подтверждается совпадением теоретических результатов с экспериментальными данными, полученными другими авторами, и с экспериментальными результатами, полученными автором настоящей диссертации на экспериментальной установке для сверления глубоких отверстий. Кроме того, достоверность результатов подтверждается и положительным опытом внедрения результатов работы на ряде промышленных предприятий.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены на конференции молодых ученых и специалистов Конструкторско-механического факультета МВТУ им. Н.Э.Баумана (Москва, 1979 г.); на научном семинаре кафедры "Динамика и прочность машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана (Москва, 1978 г. и 1983 г.).

Публикации. По результатам диссертации опубликовано три печатных работы.

Объем работы. Диссертация состоит из предисловия, шести глав, выводов, списка литературы и приложения, изложенных на 212 страницах, включающих 73 рисунка, 107 библиографических наименований.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В предисловии обосновывается актуальность и формулируется цель работы.

В первой главе приводится анализ литературы по сверлению глубоких отверстий, вибрационным методам обработки металлов реза-

нием с принудительно-задаваемыми вибрациями и с использованием автоколебаний. Дается анализ причин возбуждения автоколебаний инструмента при сверлении, критериев оптимизации процессов резания и используемых методов определения режимов вибрационного сверления на основании имеющихся критериев оптимизации. Перечисленным вопросам посвящены исследования ряда авторов, среди которых Альбрехт, И.Дж.Армарего, П.Арнольд, В.Ф.Бобров, А.М.Гуськов, Э.М.Дечко, В.Л.Заковоротный, И.Н.Зорев, А.И.Каширин, В.А.Кудинов, В.С.Корсаков, И.М.Коновалов, А.И.Марков, А.Д.Макаров, Меррит, В.И.Подураев, К.Сакума, Э.А.Сатель, В.А.Светлицкий, С.С.Силин, А.П.Соколовский, В.К.Старков, М.Е.Эльясберг и многие другие.

В результате исследования деформации стебля инструмента, нагруженного статической составляющей силы резания приведенного в приложении, установлено, что при сверлении отверстий инструментом с отношением длины стебля l к его диаметру d меньшим 40 осевое смещение режущих кромок инструмента определяется в основном за счет продольных деформаций стебля или дополнительного упругого элемента. При использовании инструментов с отношением длины стебля к его диаметру большим 40 осевая податливость инструмента определяется величиной поперечных смещений стебля инструмента. Поэтому в зависимости от величины l/d возможны две различные схемы расчета, которые условно назовем как:

- 1) вибросверление в автоколебательном режиме короткими сверлами (при $l/d < 40$);
- 2) вибросверление в автоколебательном режиме длинными сверлами (при $l/d > 40$).

Анализ причин возбуждения автоколебаний инструмента показал, что основными являются: регенерация колебаний при движении по следу, образующему на поверхности резания в процессе обработки, нелинейность характеристики процесса резания. Обзор позволил сформулировать основные задачи исследования настоящей диссертации.

Вторая глава посвящена разработке метода определения оптимальных значений амплитуды и частоты осевых колебаний режущих кромок инструмента при вибрационном сверлении. В качестве критерия оптимальности процесса сверления используется энергетический критерий, полагающий, что наилучшими считаются режимы резания, обеспечивающие минимум удельной энергии, затрачиваемой на стружкообразование при условии надежного дробления стружки и удаления

ее из зоны резания.

Предполагается, что в процессе вибрационного сверления режущие кромки инструмента совершают осевые колебания в зоне резания с частотой ω и амплитудой A_x . Тогда толщина срезаемого слоя h в произвольный момент времени t периодически изменяется. На режущие кромки сверла в зоне резания действуют силы, величина которых зависит от механических свойств материала, обрабатываемой детали и инструмента, режимов обработки, геометрии инструмента, марки СОЖ и т.д. Зависимость равнодействующей сил, действующих на режущие кромки инструмента от условий обработки, называют характеристикой процесса резания. В настоящей работе используется нелинейная динамическая характеристика процесса резания с запаздыванием, которая предполагает, что сила резания зависит от толщины срезаемого слоя согласно соотношению

$$P(t) = P_0 [\eta(t - T_p) + K_1 \eta^2(t - T_p) + K_2 \eta^3(t - T_p)] \quad (I)$$

где η — безразмерная толщина срезаемого слоя $\eta = h/V_c T_c$;

V_c — скорость осевой подачи инструмента;

T_c — время одного оборота детали $T_c = 2\pi/\omega_c$;

ω_c — угловая скорость вращения детали;

T_p — время запаздывания силы резания от толщины срезаемого слоя. Предполагается, что величина T_p пропорциональна толщине срезаемого слоя

$$T_p = K_3 h(t);$$

$$P_0 = K_0 \sigma_{\text{ед}} \alpha V_c T_c,$$

$\sigma_{\text{ед}}$ — предел прочности материала детали;

K_0, K_1, K_2, K_3 — эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств материала и геометрии инструмента.

Выбор такой характеристики процесса резания объясняется тем, что соотношение (I) является достаточно общим, где учитываются и нелинейность, и запаздывание силы резания и в то же время оно включает в себя только четыре эмпирические константы, не зависящие от режимов обработки, что позволяет значительно сократить объем проводимых экспериментов для их определения.

Удельная энергоемкость процесса резания — η , определяемая как усредненная величина общих затрат на резание к единице объема удаляемого металла, может быть представлена в виде:

$$n = \frac{4}{\pi} b_0 k_0 v \left[(y_2 + y_1 \frac{a}{v}) (1 + k_1 + k_2) + 2 (\frac{a}{v})^2 (y_2 + y_1 \frac{a}{v}) (k_1 + 3k_2) \sin^2 \pi v + y_2 v (\frac{a}{v})^2 (1 + 2k_1 + 3k_2) + 3k_2 \frac{a^2}{v^2} \sin^2 \pi v \right] \cdot \sin \pi v \cdot \cos(\pi v + k_3 v) \quad (2)$$

где использованы следующие обозначения:

$$v = \frac{V_c}{\omega_c d}; \quad \alpha = \frac{A_x}{d}; \quad \nu = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad (3)$$

$$y_1 = \cos \alpha_1; \quad y_2 = \cos \alpha_2; \quad b = \frac{e}{d}$$

α_1, α_2 - углы между направлением силы резания P и осями координат;
 e - эксцентриситет точки приложения силы P относительно оси вращения отверстия.

Анализ соотношения (2) показывает, что при вибрационном сверлении наибольшее влияние на величину удельной энергоемкости процесса оказывает параметр ν , который является также определяющим и при исследовании кинематики процесса. Характер этой зависимости, представленный на рис. 1 почти периодический, и повторяется через целые значения $\nu = I$. При этом минимумы n наблюдаются при

$$\nu_* = K + \dot{I}_* \quad (4)$$

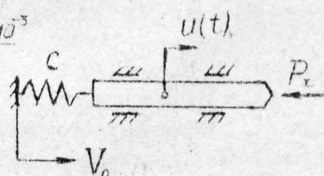
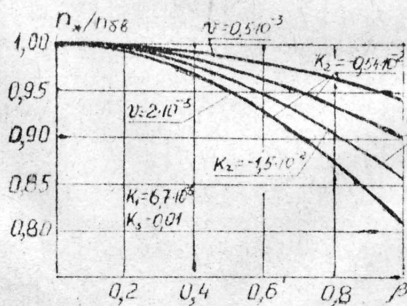
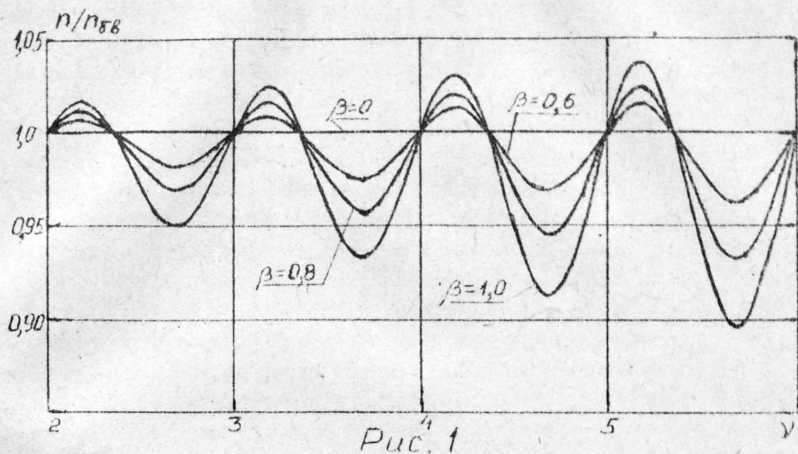
где K - любое целое число, характеризующее число полных периодов колебаний, укладывающихся за время одного оборота детали;

$\dot{I}_*$ - отношение остатка периода колебаний, не уложившегося за время одного оборота детали, к времени T_0 .

Оптимальное значение параметра $\dot{I}_*$ в зависимости от значений параметров системы находится в интервале от 0,5 до 0,7. Этот вывод хорошо согласуется с экспериментальными данными, полученными другими авторами.

При увеличении параметра α , характеризующего величину амплитуды колебаний инструмента, значение удельной энергии стружкообразования n_* при $\dot{I} = \dot{I}_*$ уменьшается (рис. 2). Это позволяет сделать вывод, что величина амплитуды должна выбираться максимально возможной, при которой начинается дробление стружки

$$\alpha_* = \frac{\pi \dot{I}_*}{|\sin \pi \nu_*|} \quad (5)$$



Удельная энергоемкость и все параметры, входящие в соотношение (2), представлены в безразмерном виде, что позволяет, используя теорию размерностей и теорию подобия, применять один раз найденные оптимальные режимы обработки для любого подобного процесса сверления. Условие подобия процессов при вибросверлении отверстий разных диаметров с различными режимами будет выполнено, если останутся неизменными численные значения безразмерных параметров (3). Полученные отношения позволяют определить необходимые значения амплитуды и частоты колебаний инструмента в зоне резания для обеспечения оптимальной обрабатываемости материала.

В третьей главе исследуются условия, обеспечивающие вибрационное сверление короткими сверлами в автоколебательном режиме.

При наличии специального вибросверлильного устройства с дополнительной осевой податливостью имеется возможность таким образом подобрать параметры системы СПИД, чтобы возбуждались устойчивые автоколебания режущих кромок в осевом направлении и, чтобы этот автоколебательный режим соответствовал оптимуму. Инструмент со стеблем схематизируется как жесткий стержень (рис. 3), массой M , на который действуют силы резания и силы трения. Усилие подачи передается на сверло через упругий элемент жесткостью C . Введение дополнительной жесткости обусловлено тем, что собственная частота продольных колебаний стебля достаточно высока (более 1000 гц), а амплитуда колебаний мала. Этот факт не позволяет получить необходимых условий дробления стружки в зоне резания. Величина силы резания определяется как функция безразмерной толщины срезаемого слоя в виде (4). При этом толщина срезаемого слоя будет

$$h(t) = u(t) - u(t - T_0) \quad (6)$$

где $u(t)$ — перемещение стержня в момент времени t .

Сила трения предполагается пропорциональной скорости относительного движения инструмента и детали. Уравнение колебаний стержня есть нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка с переменным запаздывающим аргументом

$$\frac{d^2 q}{dt^2} + 2\delta \frac{dq}{dt} + q + \alpha[q] = -\varepsilon \varphi \psi([q], [\dot{q}]) \quad (7)$$

где введены следующие безразмерные переменные и обозначения:

$$q = \frac{u}{V_0 T_0} ; \quad \tau = p_0 t ; \quad p_0^2 = \frac{C}{M} ; \quad \delta = \frac{K_{тр} p_0}{2C} ;$$

$$x = K_0 \frac{b \varepsilon d}{c} \cos \alpha_1; \quad \tilde{\tau}_0 = T_0 p_0; \quad [q] = q(\tau) - q(\tau - \tilde{\tau}_0),$$

ε - искусственно введенный малый параметр. Т.к. коэффициенты нелинейности в характеристике силы резания малы по сравнению с единицей можно считать, что значения K_1 , K_2 и K_3 пропорциональны малому параметру ε ;

$\Psi([q], [\dot{q}])$ - нелинейная функция, включающая члены с запаздывающим аргументом, которая после разложения в ряд Тейлора примет вид

$$\begin{aligned} \Psi([q], [\dot{q}]) = & (2K_1 + 3K_2)[q] - K_3([q] - [q])([\dot{q}] - [\dot{q}]) + \\ & + (K_1 + 3K_2)[q]^2 + K_2[q]^3 + \dots \end{aligned} \quad (8)$$

Периодические решения линеаризованного уравнения (7) возможны с частотой p , если параметры системы удовлетворяют двум соотношениям

$$\begin{aligned} x &= -\frac{1-p^2}{1-\cos p \tilde{\tau}_0}, \\ \delta &= \frac{(1-p^2) \sin p \tilde{\tau}_0}{2(1-\cos p \tilde{\tau}_0)}. \end{aligned} \quad (9)$$

Исследование нелинейного уравнения (7) проведено асимптотическим методом Боголюбова-Митропольского применительно к дифференциальным уравнениям с запаздывающим аргументом. Полагая

$$q(\tau) = \beta \cos \Psi$$

где β - амплитуда, а Ψ - фаза колебаний есть медленно меняющиеся функции времени, определяемые из уравнений

$$\begin{aligned} \frac{d\beta}{d\tau} &= \varepsilon \Phi_1(\beta), \\ \frac{d\Psi}{d\tau} &= p + \varepsilon \Phi_2(\beta). \end{aligned} \quad (10)$$

Анализ системы (10) показывает, что имеется два стационарных режима автоколебаний, амплитуды β_i которых определяются из условия равенства нулю функции $\Phi_1(\beta)$

$$\beta_1 = 0; \quad \beta_2^2 = \frac{2p^2 x^2 F}{3K_2(p^2 - 1) \left[f_0(1 + p^2) + \frac{1}{2} x \tilde{\tau}_0(p^2 - 1) \right]}, \quad (11)$$

где $F = -2j_1(1 + \frac{1}{2}j_0\tilde{\gamma}_0) + K_3[j_0(x\tilde{\gamma}_0 + 2j_0) + (1+\beta^2)(1/2j_0\tilde{\gamma}_0)]$;

$$\varepsilon j_1 = j - j_0.$$

Первый режим с нулевой амплитудой устойчив, когда $F < 0$, но при этом второй режим неустойчив. Периодический режим с ненулевой амплитудой существует только тогда, когда положительно выражение для β^2 и является устойчивым если $F > 0$. При этом первый режим неустойчив. Существование устойчивого периодического режима автоколебаний с ненулевой амплитудой позволило разработать методику определения параметров системы СПИД и необходимых режимов вибрационного сверления короткими сверлами с использованием автоколебаний. На рис. 4 представлены графики необходимых значений жесткости упругого элемента от коэффициента демпфирования для существования автоколебательных режимов, а на рис. 5 — график амплитуды автоколебаний инструмента при различных параметрах системы.

В четвертой главе исследуется метод сверления в автоколебательном режиме инструментом с длинным стеблем ($l/d > 40$). При этом стебель инструмента схематизируется как гибкий стержень с нерастяжимой осью, который в процессе сверления совершает изгибные колебания в плоскости наименьшей жесткости сечения стебля инструмента.

В расчетных схемах не учитывалось влияние на изгибные колебания крутящего момента, деформаций сдвига и инерции вращения. Предполагалось, что деформации малы, однако, перемещения могут быть достаточно велики по сравнению с размерами сечения стебля. Были получены нелинейные дифференциальные уравнения движения в частных производных для трех расчетных схем. Особенность полученных уравнений заключается в том, что в нелинейные слагаемые входят функции с запаздывающим аргументом.

В отличие от модели, рассмотренной в третьей главе, осевые смещения режущих кромок инструмента обусловлены изгибом оси стебля инструмента. Таким образом была рассмотрена задача об определении условий возбуждения поперечных устойчивых автоколебаний стебля инструмента, при которых амплитуда и частота колебаний режущих кромок инструмента удовлетворяют условиям (4) и (5). Были исследованы три расчетные схемы:

- 1) автоколебания прямолинейного стебля;
- 2) автоколебания стебля, имеющего начальное искривление оси;
- 3) автоколебания стебля при наличии промежуточной опоры.

С помощью одночленного приближения по методу Галеркина для всех трех расчетных схем исследование было сведено к уравнению вида:

$$\ddot{f}(\tau) + p^2 f(\tau) = -\varepsilon G(f, \dot{f}, \ddot{f}, f_{\Delta}, f_{\Delta 0}); \quad (12)$$

где $f(\tau)$ — неизвестная безразмерная функция времени τ ,
 p — безразмерная частота колебаний, $f_{\Delta} = f(\tau - \tau_p)$, $f_{\Delta 0} = f(\tau_p - \tau_0)$,
 $G(f, \dot{f}, \ddot{f}, f_{\Delta}, f_{\Delta 0})$ — нелинейная функция f и ее производных, а также функций с запаздывающим аргументом f_{Δ} и $f_{\Delta 0}$, различная для каждой из схем. Исследование автоколебаний проводилось асимптотическим методом Боголюбова-Митропольского для уравнений с запаздывающим аргументом. В результате для первой расчетной схемы установлено, что не существует устойчивых стационарных режимов автоколебаний с ненулевой амплитудой.

На практике в большинстве случаев стебель инструмента имеет начальный прогиб за счет непрямолинейности оси стебля. Кроме того, ружейные сверла имеют несимметричное поперечное сечение, вследствие чего, под действием статической составляющей силы резания стебель инструмента изгибается в плоскости наименьшей жесткости на величину

$$a_1 = \frac{1}{16} \frac{e}{l} \left[\frac{1}{\cos(\frac{1}{2} \sqrt{\lambda n})} - 1 \right].$$

Этим вызвана необходимость исследования автоколебаний стебля инструмента с учетом начального искривления оси. Для второй расчетной схемы нелинейная функция в правой части уравнения (12) имеет вид

$$\begin{aligned} G(f, \dot{f}, \ddot{f}, f_{\Delta}, f_{\Delta 0}) = & 2j_0 \dot{f} + b_{20} f^3 + b_4 f^2 + \\ & + b_{10} [(\ddot{f} f + \dot{f}^2) f + (2 \ddot{f} f + \dot{f}^2) f_0] + \\ & + b_{01} [f_{\Delta}^2 - f_{\Delta 0}^2 + f_0 (f_{\Delta} - f_{\Delta 0})] (f + f_0), \end{aligned} \quad (13)$$

где $p^2 = (\pi^4 - \alpha n \pi^2 + 3 b_2 f_0^2 - 2 b_3 f_0) / b_{00}$; $n = k_0 b_0 d l^3 \cos \alpha / E J$,

$\alpha = V_0 T_0 / l$, $b_{00} = 1 + b_1 f_0^2$, $j_0 = \gamma / b_{00}$, $b_4 = (3 b_2 k - b_3) / b_{00}$,

b_0 , b_1 , b_2 и b_3 — коэффициенты, зависящие от размеров стержня, условий его закрепления и режимов обработки;

f_0 — величина максимального статического отклонения стержня от-

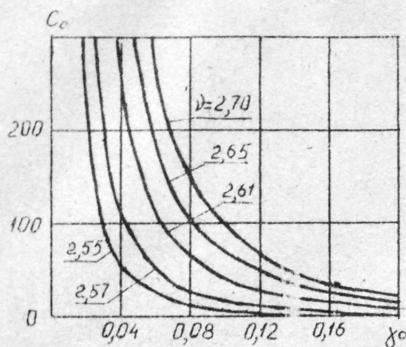


Рис. 4

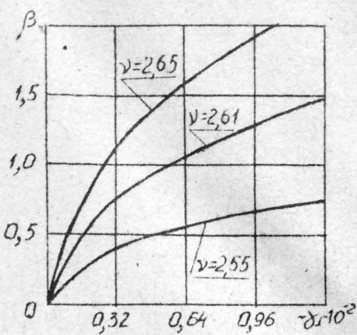


Рис. 5

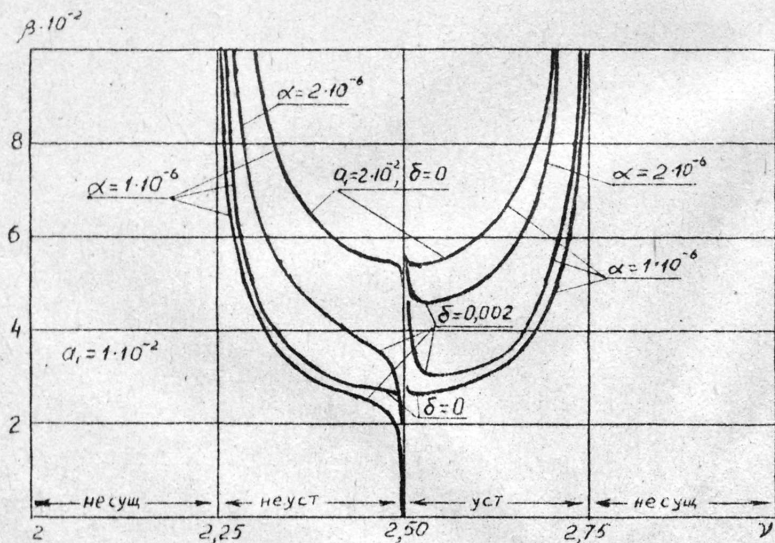


Рис. 6

ределяется из уравнения

$$l_0 \left(1 - \alpha n / \pi^2 \right) + \frac{1}{2} \pi^2 \left(1 - \frac{3}{4} \alpha n / \pi^2 \right) l_0^3 - \frac{3}{8} \pi^2 a_1 (1 + \frac{1}{4} \pi^2 a_1^2) l_0^2 = a_1 (1 + \frac{1}{8} \pi^2 a_1^2). \quad (14)$$

В результате решения уравнения (12) получены два стационарных режима автоколебаний

$$\beta_1 = 0, \quad \beta_2^2 = -4 \frac{p j_0 + 2 b_0 l_0^2 \sin \pi \nu \cos \pi \nu (1 + 2\delta)}{b_0 \sin 2\pi \nu \cos 2\pi \nu (1 + 2\delta)}. \quad (15)$$

Режим колебаний с ненулевой амплитудой β_2 существует, когда β_2^2 положительно и является устойчивым при выполнении условия:

$$p j_0 + 2 b_0 l_0^2 \sin \pi \nu \cos \pi \nu (1 + 2\delta) < 0. \quad (16)$$

На рис. 6 представлена диаграмма устойчивости автоколебаний инструмента в координатах амплитуда автоколебаний - параметр ν , полученная в результате расчета на ЭЕМ типа ЕС по разработанной программе на языке Фортран, с указанием областей существования и устойчивости. На основе полученных соотношений разработана методика определения оптимальных режимов вибросверления с использованием автоколебаний. Использование безразмерных оптимальных значений параметров системы дает возможность определить необходимые режимы для целой серии подобных процессов вибросверления длинными сверлами.

При исследовании автоколебаний стебля инструмента с промежуточной опорой предполагалось, что длина стебля медленно уменьшается со скоростью V_0 . Полученное дифференциальное уравнение движения с переменными коэффициентами, зависящими от времени с помощью метода Галеркина приводится к виду (12). Однако, в данном случае, частота автоколебаний изменяется согласно зависимости

$$p(\mu) = \frac{\pi^2}{(1-\mu)^2} \sqrt{1 - \frac{\alpha n}{\pi^2} (1-\mu)^2}, \quad (17)$$

где $\mu = V_0 \tau / l p_0$.

Исследование уравнений автоколебаний асимптотическим методом Боголюбова-Митропольского показало, что условия устойчивости и существования периодических режимов те же, что и для стержня с неподвижными опорами. Изменение длины стержня несколько увеличивает величину амплитуды периодического цикла автоколебаний, не изменяя качественно этой зависимости. Изменение частоты колебаний

требует специальной подстройки режимов резания для поддержания устойчивых автоколебаний стебля требуемой частоты и амплитуды.

Пятая глава посвящена изучению динамики стебля инструмента при глубоком вибрационном сверлении с накладываемыми вибрациями. При исследовании колебаний стебля инструмента использовалась та же расчетная схема, что и в четвертой главе. Однако при сверлении с накладываемыми вибрациями осевые перемещения инструмента будут складываться из задаваемых вибраций и осевого перемещения инструмента за счет деформации стебля инструмента. Аналогично и осевая составляющая силы резания будет представлена в виде суммы:

$$P_{\text{хн}} = P_{\text{х}} + 2P_0 \cos \alpha_1 \beta_0 \sin \nu_0 \tau_1 \cos \nu_0 (\tau - \tau_0), \quad (18)$$

где $P_{\text{х}}$ — осевая составляющая силы резания без накладываемых вибраций,

$$\beta_0 = A/V_0 T_0; \nu_0 = \omega/p_0; \tau_1 = \frac{1}{2} T_0 p_0; \tau_0 = (T_p + \frac{1}{2} T_0) p_0,$$

A, ω — амплитуда и частота накладываемых вибраций.

Необходимо отметить, что, когда отношение частоты накладываемых вибраций к частоте вращения детали кратно целому числу, дополнительное слагаемое в выражении (18) обращается в ноль, и уравнение колебаний стебля примет вид такой же, как и для случая без накладываемых вибраций. В противном случае уравнение колебаний будет включать нестационарные слагаемые, явно зависящие от времени. В этом случае интерес представляет исследование динамической неустойчивости колебаний стержня, когда за счет параметрического возбуждения амплитуда поперечных колебаний стебля будет максимальной. Исследование проведено в главной области динамической неустойчивости асимптотическим методом Боголюбова-Митропольского, границы которой определяются из уравнения:

$$\left(\frac{\nu_0}{2}\right)^2 = p^2 [1 \pm \sqrt{g^2 - (2f/p)^2}], \quad (19)$$

$$\text{где } g = \pi^2 \beta_0 \frac{p}{p^2} \sin \nu_0 \tau_1.$$

В первом приближении амплитуду колебаний в стационарном режиме можно определить из уравнения:

$$c_0 \beta_0^4 + 2c_1 \beta_0^2 - c_2 = 0, \quad (20)$$

$$\text{где } c_0 = \tau^2 + g^2, \quad c_1 = g \nu_0 (p - \frac{\nu_0}{2}) + \tau f \nu_0,$$

$$c_2 = p^4 g^2 - \nu_0^2 (p - \frac{\nu_0}{2})^2 - f^2 \nu_0^2; \quad \tau = \frac{1}{2} b_0 \sin \nu_0 \tau_1 \cos \nu_0 \tau_0,$$

$$g = \frac{1}{2} b_0 \sin \nu_0 \tau_1 \sin \nu_0 \tau_0 - b_1 \frac{\nu_0^2}{8} + \frac{3}{4} b_2.$$

Анализ полученных результатов показал, что при сверлении с накладываемыми осевыми колебаниями при большой длине стебля инструмента суммарная амплитуда вибраций режущих кромок не соответствует амплитуде накладываемых вибраций. При потере динамической устойчивости стебель инструмента совершает поперечные колебания с амплитудой, определяемой из уравнения (20), однако, амплитуда осевых вибраций режущих кромок инструмента будет значительно меньше амплитуды накладываемых вибраций. При значении $l/d = 50$ амплитуда осевых вибраций инструмента составляет 15% от амплитуды A и с увеличением l/d стремится к нулю. Таким образом, вся энергия задаваемых вибраций используется на возбуждение поперечных колебаний стебля, а режущие кромки инструмента движутся со скоростью подачи.

В шестой главе приводятся результаты экспериментальных исследований процессов вибрационного сверления приведенных в литературе, а также полученных автором на экспериментальной установке, качественно совпадающие с аналитическими результатами, приведенными в диссертации, что свидетельствует о пригодности разработанных методик определения режимов вибрационного сверления.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ

1. Разработан энергетический критерий оптимальности процесса резания при вибрационном сверлении, позволяющий определить оптимальные значения амплитуды и частоты режущих кромок инструмента для заданных режимов обработки.
2. Созданы математические модели продольных и поперечных вибраций инструмента с учетом регенерации колебаний по следу от предыдущего прохода и нелинейности характеристики процесса резания, используемые для анализа динамического поведения инструмента при глубоком сверлении.
3. Определены соотношения, связывающие амплитуду и частоты автоколебаний режущих кромок инструмента с режимами обработки и параметрами системы СПИД при глубоком сверлении.
4. Показано, что для обеспечения оптимальных условий резания при глубоком сверлении короткими сверлами ($l/d < 40$) в режиме автоколебаний необходимо включение в систему СПИД дополнительного упругого элемента, жесткость которого определяется согласно разра-

ботанной методики.

5. Показано, что при сверлении длинными сверлами ($l/d > 40$) при определенных значениях параметров системы возникают устойчивые автоколебания в том случае, когда стержень инструмента имеет начальный прогиб.

6. Анализ динамической устойчивости стебля инструмента позволил установить ограничения на величину отношения длины стебля инструмента к его диаметру, при которых использование накладываемых вибраций является нерациональным, т.к. амплитуда колебаний режущих кромок значительно отличается от амплитуды накладываемых вибраций.

7. Для практической реализации полученных результатов в широком диапазоне режимов глубокого сверления в диссертации изложены расчетные методики с применением методов теории подобия и размерностей.

8. Разработаны и приняты к внедрению в расчетную практику методики определения режимов обработки, обеспечивающие повышение производительности и эффективности режимов обработки при глубоком сверлении. Ожидаемый годовой экономический эффект составляет 1,8 тыс. руб. на один станок.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Воронов С.А., Светлицкий В.А. Влияние естественной закрутки на колебания стержней // ИВУЗ. Машиностроение. - 1979. - № 5. - С. 13-17.

2. Воронов С.А., Гуськов А.М., Светлицкий В.А. Возбуждение поперечных автоколебаний стебля инструмента при глубоком сверлении // Расчеты на прочность. - М., 1979. - Вып. 20. - С.172-182.

3. Воронов С.А. Оптимизация процесса вибрационного сверления // Тр. МВТУ им. Н.Э.Баумана. - 1980. - Вып. 332. - С.13-25.

