

Ветюков Юрий Михайлович

КРУТИЛЬНО-ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ
БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ С ДОЛОТОМ
РЕЖУЩЕГО ТИПА

Специальность 01.02.06 — Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург
2004

Работа выполнена на кафедре механики и процессов управления
ГОУ Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет.

Научный руководитель: Заслуженный деятель науки РФ,
доктор физико-математических наук,
проф. Пальмов Владимир Александрович

Официальные оппоненты: Заслуженный деятель науки РФ,
доктор технических наук,
проф. Горшков Лев Капитонович

доктор физико-математических наук,
проф. Кривцов Антон Мирославович

Ведущая организация: Институт проблем машиноведения
Российской Академии наук

Защита состоится ____ _____ 2004 г. в ____ часов
на заседании диссертационного совета Д.212.229.13
ГОУ Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет по адресу:
г. Санкт-Петербург, Политехническая ул. 29, корпус ____, ауд. _____.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан ____ _____ 2004 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета
доктор биологических наук, профессор

А. В. Зинковский

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Для нефтяного и газового бурения на больших глубинах характерно развитие крутильно-продольных автоколебаний бурильной колонны (БК), существенно влияющих на процесс бурения. Помимо снижения скорости механической проходки скважины, такие колебания вызывают дополнительный износ и поломку БК и долота. Экономические причины повышают, таким образом, ценность анализа условий развития колебаний и путей к их устранению. При роторном бурении, когда вся БК вращается в скважине вместе с долотом, наиболее опасной формой наблюдаемых на практике крутильных колебаний является режим движения вида «проскальзывание-застой». В таком режиме фазы неподвижного положения долота в контакте с породой сменяются периодами вращения с угловой скоростью, значительно превышающей среднюю скорость вращения БК. При этом колебания такого вида слабо проявляются на поверхности скважины и наблюдаются по косвенным признакам, а также в соответствии с показателями измерительных приборов, расположенных вблизи забоя.

Основные трудности при построении математической модели бурильной установки связаны со сложностью действующих в системе факторов. Так, промывка забоя скважины существенно влияет на контактное взаимодействие долота режущего типа с породой, заключающееся в трении резцов о породу и разрушении последней. В исследованиях динамики БК используются упрощённые модели взаимодействия долота и породы различной степени сложности и обоснованности.

Обычно при исследовании вибрационных процессов в бурильных установках ограничиваются изучением крутильных колебаний БК в предположении о падающей характеристике момента взаимодействия породы и долота в зависимости от угловой скорости последнего. Подобные модели позволяют изучать устойчивость стационарного режима вращения БК и получать практические рекомендации по устранению нежелательных колебаний. Однако, предположение об отсутствии продольных колебаний колонны может оказываться слишком грубым.

В моделях, допускающих связанные крутильно-продольные колебания БК, взаимодействие долота с породой как механизм обмена энергией между двумя типами колебаний играет ключевую роль. Полагая данный закон известным, можно исследовать динамику крутильно-продольных движений БК аналитическими либо численными методами. Учёт продольных движений в системе существенно влияет на результаты динамического анализа стационарных и колебательных режимов движения. Однако, подобное моделирование представлено в малом количестве работ, а исходные положения

и модели, используемые различными авторами, достаточно разнородны и не всегда обоснованы.

Цель работы заключается в создании и динамическом анализе физически адекватных математических моделей БК с долотом типа PDC (Polycrystalline Diamond Compact), что позволяет выявить механизм развития нежелательных вибраций рассматриваемого вида.

Основные задачи работы: построение модели взаимодействия с породой долота, оснащённого резцами типа PDC с поликристаллическими алмазными вставками; анализ устойчивости режима стационарного вращения и нежелательных крутильно-продольных колебаний БК.

Научная новизна работы заключается в следующих результатах, выносимых на защиту.

1. Определены силы, действующие на резец с поликристаллическими алмазными вставками при известной глубине резания, и получена модель взаимодействия долота с породой, представляющая собой систему определяющих соотношений при бурении.
2. В различных моделях БК, включая систему с распределёнными параметрами, найдены стационарные бурильные режимы, а также исследованы условия их устойчивости.
3. Построена система режимов взаимодействия долота с породой, отличных от *бурения* — режимы *застоя*, *скольжения* и *отрыва* долота от породы. Выработаны определяющие уравнения для этих режимов, а также получены непротиворечивые условия переходов между ними.
4. На примере системы «долото-порода» сформулированы понятия статических и кинематических переходов между режимами движения для существенно нелинейных систем.
5. Разработан вычислительный комплекс для моделирования динамического поведения БК. С его помощью изучено развитие автоколебаний при малом возмущении режима стационарного бурения, переходящих в режимы вида «проскальзывание-застой», что соответствует эффектам, наблюдаемым на практике. В пространстве параметров системы построена область, в которой в системе развиваются наиболее опасные низкочастотные автоколебания.

Методы исследования. Для формального описания процесса разрушения породы использована эмпирическая формула для эффективности резания, обобщающая доступные экспериментальные данные. Сила и момент, действующие на долото со стороны породы, получены интегрированием действующих на поверхности долота усилий. Для выбора возможных режимов взаимодействия долота с породой и условий переходов между ними прове-

дён анализ динамического поведения долота при бурении.

Динамическое поведение БК исследовалось путём решения дифференциальных уравнений движения упругого стержня с граничными условиями, соответствующими конструкции верхней части бурильной установки и модели взаимодействия долота с породой. Суждения об устойчивости равномерного вращения выносились на основе анализа линеаризованных уравнений возмущённого движения. Численный анализ движения системы производился интегрированием по времени уравнений движения конечно-элементной модели.

Достоверность результатов обеспечивается использованием экспериментальных данных при построении модели взаимодействия долота с породой; применением классических методов исследования устойчивости движения систем; использованием обоснованного численного метода конечных элементов; сопоставлением результатов, полученных аналитическим и численным путём.

Практическая значимость работы. Результаты диссертации могут быть использованы

- при разработке и прогнозировании характеристик бурильных долот;
- для интерпретации результатов экспериментальных данных;
- при проектировании бурильных установок;
- при разработке режимов бурения и соответствующих схем автоматического управления;
- при разработке методов борьбы с развивающимися в системе опасными автоколебаниями.

Апробация работы. Основные положения и научные результаты докладывались и обсуждались на конференции «Fifth International Workshop on Nondestructive Testing and Computer Simulations in Science and Engineering NDTCS-2001», Санкт-Петербург, 2001; на семинарах кафедры механики Санкт-Петербургского государственного горного института, 2002 и 2004; на конференции «XXX Summer School-Conference APM 2002», Санкт-Петербург, 2002; на конференции «XXXI Summer School-Conference APM 2003», Санкт-Петербург, 2003; на семинаре кафедры «Механика и процессы управления» Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, 2004.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения и списка литературы. Объём работы составляет 129 страниц, включая 35 рисунков и 2 таблицы. Список литературы содержит 58 наименований.

Публикации. По теме диссертации опубликовано пять печатных работ.

2. СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы задачи и методы исследования, перечислены результаты, составляющие научную новизну работы и выносимые на защиту.

Первая глава диссертации посвящена построению математической модели взаимодействия долота режущего типа с породой при бурении. При изучении крутильно-продольных колебаний кинематическими характеристиками движения долота будут угловая скорость его вращения Ω и скорость проникновения долота в породу, т. е. скорость поступательного движения V . Соответствующими силовыми факторами в паре «долото – порода» будут момент сопротивления вращению долота T и вертикальное усилие W . Соотношения вида

$$T = T(\Omega, V), \quad W = W(\Omega, V), \quad (1)$$

позволяющие в явном виде вычислить действующие силовые факторы для данных кинематических, называются в диссертации *определяющими соотношениями при бурении*.

Признание существования функциональной зависимости вида (1) является серьёзным предположением о характере взаимодействия долота с породой. Тем не менее, для построения обозримой математической модели бурильной системы большинство исследователей явно или неявно используют определяющие соотношения приведённого вида. В диссертации рассматривается долото типа PDC (Polycrystalline Diamond Compact). Подобные долота в последнее время находят использование и производятся также на российских предприятиях. Разрушение породы производится закреплёнными на рабочей поверхности долота резцами с нанесённым на них слоем искусственного алмаза. Получение определяющих соотношений начато с анализа работы одного резца,двигающегося параллельно поверхности породы и осуществляющего хрупкое её разрушение (рис. 1). Предполагая, что разрушение породы перед резцом происходит независимо от трения на площадке контакта резца с породой внизу, для вертикальной F_n и горизонтальной F_s компонент силы, действующей на резец со стороны породы, в работах Е. Detournay и Р. Defourny получена связь

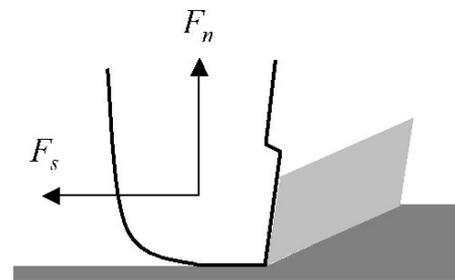


Рис. 1: Резец, вырезающий канавку постоянного сечения

$$F_s = (1 - \mu\zeta)\varepsilon A + \mu F_n. \quad (2)$$

Компонента силы из плоскости рисунка отсутствует в силу симметрии. В (2) площадь поперечного сечения вырезаемой канавки обозначена A , ε пред-

ставляет собой удельную энергию хрупкого разрушения породы, а ζ определяет отношение вертикальной составляющей силы резания к горизонтальной в отсутствие трения и зависит от угла наклона резца. Коэффициент трения на нижней площадке контакта долота с породой равен μ .

Соотношение (2) не даёт полной информации о силе, действующей на резец. Для построения полной системы определяющих соотношений при бурении в диссертации рассмотрена эффективность резания

$$\eta = \varepsilon A / F_s. \quad (3)$$

Эффективность связана с диссипацией энергии на трение и может изменяться в пределах от нуля до единицы; $\eta = 1$ соответствует идеально острому резцу, а $\eta = 0$ — предельный случай, когда резец лишь скользит по поверхности без её разрушения. Поскольку эксперименты свидетельствуют, что эффективность возрастает с увеличением глубины резания, была принята эмпирическая формула

$$\eta = \frac{\chi_1 d}{1 + \chi_1 d}. \quad (4)$$

Будем считать, что площадь сечения вырезаемой канавки A линейно возрастает с углублением резца в породу d (то есть сечение канавки — прямоугольник высотой d и шириной b , $A = bd$). Параметр χ_1 определяет «изношенность» резца: при высоких χ_1 будет $\eta \rightarrow 1$, и эффект трения мал. Используя (2), (3) и (4), получим окончательные выражения для усилий

$$F_n = b\varepsilon \left(\zeta d + \frac{1}{\mu\chi_1} \right), \quad F_s = b\varepsilon \left(d + \frac{1}{\chi_1} \right). \quad (5)$$

Сходные результаты, связанные с эффективностью алмазного бурения, получены в работах Л. К. Горшкова и А. В. Сахарова. Для экспериментальных данных в диссертации проведена идентификация значений параметров

$$\varepsilon = 7.476 \cdot 10^7 \text{ Pa}, \quad \mu = 0.809, \quad \zeta = 0.98, \quad \chi_1 = 2.612 \cdot 10^3 \text{ m}^{-1}. \quad (6)$$

Для долота с плоской формой рабочей поверхности, исходя из (5) и предполагая N резцов равномерно распределенными по рабочей поверхности в форме круга с радиусом R , суммированием силовых факторов получены определяющие соотношения

$$T = \pi\varepsilon R^2 \frac{V}{\Omega} + \frac{2\varepsilon R b N}{3 \chi_1}, \quad W = 2\pi\varepsilon\zeta R \frac{V}{\Omega} + \frac{\varepsilon b N}{\mu \chi_1}. \quad (7)$$

Для долот с более сложной формой рабочей поверхности проведён анализ работы соседних резцов, и получено выражение для вектора действующей

на поверхности долота распределённой силы

$$\begin{aligned} \mathbf{f} = & -\varepsilon \left(\frac{1}{\chi} + \frac{r'(s)V}{r(s)\Omega} \right) \mathbf{i} - \varepsilon z'(s) \left(\frac{1}{\mu\chi} + \frac{(\zeta\chi - 1)r'(s)V}{\chi r(s)\Omega} \right) \mathbf{j} + \\ & + \varepsilon \left(\frac{r'(s)}{\mu\chi} + \frac{(1 + (\zeta\chi - 1)r'^2(s))V}{\chi r(s)\Omega} \right) \mathbf{k}. \end{aligned} \quad (8)$$

Рабочая поверхность долота является фигурой вращения, дуговая координата s отсчитывается вдоль её образующей и определяет «пояса» на поверхности долота, $0 \leq s \leq s_1$. Радиус «пояса» равен $r(s)$, его высота равна $z(s)$. Радиус проходимой скважины $R = r(s_1)$. Орт \mathbf{i} направлен горизонтально по касательной к поверхности, \mathbf{j} направлен к оси симметрии долота и \mathbf{k} направлен вверх. Параметр χ связан с χ_1 и плотностью расположения резцов. Скорость проникновения в породу предполагается малой по сравнению со скоростями резцов, обусловленными вращением долота, и в (8) удержаны лишь слагаемые нулевого и первого порядка малости относительно V/Ω .

Вычисляя интегральные силовые характеристики

$$T = - \int_0^{s_1} 2\pi r^2(s) \mathbf{f} \cdot \mathbf{i} ds, \quad W = \int_0^{s_1} 2\pi r(s) \mathbf{f} \cdot \mathbf{k} ds, \quad (9)$$

приходим к определяющим соотношениям вида

$$T = A \frac{V}{\Omega} + B, \quad W = C \frac{V}{\Omega} + D. \quad (10)$$

Выражения для коэффициентов в (10) зависят от формы рабочей поверхности долота и изменения параметра неизношенности резцов по дуговой координате $\chi = \chi(s)$. Так, при $\chi = \text{const}$ для долота плоской формы

$$A = \pi\varepsilon R^2, \quad B = \frac{2\pi\varepsilon R^3}{3\chi}, \quad C = 2\pi\varepsilon\zeta R, \quad D = \frac{\pi\varepsilon R^2}{\mu\chi}. \quad (11)$$

Сопоставляя (7) и (11), получаем связь между постоянными износа в моделях с дискретно и с непрерывно распределёнными резцами: $\chi = \frac{S}{bN}\chi_1$. Для долота со сферической формой рабочей поверхности будет

$$A = \pi\varepsilon R^2, \quad B = \frac{\pi^2\varepsilon R^3}{2\chi}, \quad C = \frac{\pi^2\varepsilon R(1 + \zeta\chi)}{2\chi}, \quad D = \frac{\pi\varepsilon R^2}{\mu\chi}. \quad (12)$$

В работе показано, что значение коэффициента A не зависит от формы долота. Как следует из (10), для разрушения породы сила и момент между долотом и породой должны превышать минимальные значения D и B . В противном случае бурение сменится иными режимами взаимодействия, рассматриваемыми в третьей главе диссертации. Близкие к (10), но не тождественные определяющие соотношения приняты без обоснования в некоторых работах, посвящённых исследованию динамики БК.

Вторая глава работы содержит аналитическое исследование устойчивости равномерного вращения в моделях БК. Модельные задачи позволяют аналитически изучать взаимодействие крутильных и продольных колебаний БК, исследовать эффекты, вносимые в систему с учётом характеристики двигателя. Модели, не содержащие степеней свободы продольного перемещения стержня, рассматривались также в работах В. К. Прокопова, С. В. Белокобыльского, В. А. Пальмова и других исследователей, были получены практические рекомендации для стабилизации режима стационарного вращения. На необходимость исследования связанных крутильно-продольных колебаний указали Е. Detournay и Р. Defourny, некоторые результаты такого моделирования представлены в работах N. Challamel, а также R. W. Tucker и С. Wang.

Общая схема рассматриваемых в диссертации моделей представлена на рис. 2. Длина БК, моделируемой упругим стержнем, равна L . В верхнем сечении к стержню присоединён элемент с моментом инерции J_a , представляющий собой суммарную инерцию бурового ротора и двигателя. Кроме того, к БК приложена вертикальная сила подвеса F и момент двигателя T_a . В нижней части БК расположены утяжелённые буровые трубы и прочее оборудование низа БК, называемое также Bottom-Hole Assembly (ВНА). Поскольку жёсткость ВНА велика, в модели он представлен сосредоточенными массой m и моментом инерции J . Со стороны породы на присоединённое к ВНА долото действуют сила W и момент T . Отметим, что вклад момента инерции двигателя в J_a пропорционален большому передаточному числу системы редукторов, что позволяет считать величину J_a большой.

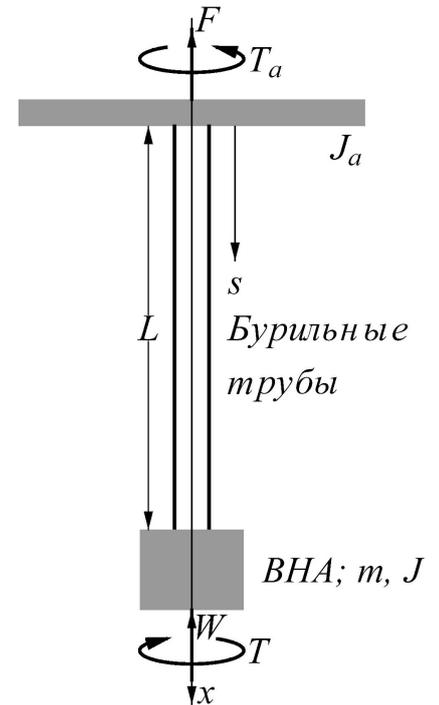


Рис. 2: Математическая модель БК

Рассмотрение начато с иерархии моделей буровой установки с конечным числом степеней свободы. Конфигурация системы определена четырьмя параметрами: вертикальным перемещением x_a и поворотом φ_a верхнего сечения, а также перемещением x и поворотом φ нижнего сечения БК. Модель определяется выбором независимых степеней свободы среди этих параметров. В большинстве моделей БК выступает чисто упругим элементом, а её инерционные характеристики включаются в m , J и J_a . На верхнее сечение БК действует постоянная сила подвеса F и момент двигателя с падающей характеристикой

$$T_a = P - Q\dot{\varphi}_a. \quad (13)$$

Вес БК в стационарном режиме равномерного вращения частично компенсируется силой подвеса F и приводит к появлению силы давления долота на породу W , которая, как и момент T , определяются в режиме бурения в соответствии с (10) при $V = \dot{x}$ и $\Omega = \dot{\varphi}$. Силу W_1 и момент T_1 , которые действуют на ВНА со стороны упругих бурильных труб, определяем как

$$T_1 = -k_\varphi(\varphi - \varphi_a)/L, \quad W_1 = -k_x(x - x_a)/L, \quad (14)$$

где k_φ и k_x — удельные жёсткости на кручение и на растяжение-сжатие соответственно. Тот же момент T_1 , но с обратным знаком, действует на буровой ротор.

Сперва рассмотрена модель с одной степенью свободы φ , когда задано равномерное вертикальное движение всей системы $x_a = x = Vt$ и равномерное вращение верхнего сечения $\varphi_a = \Omega t$. Вытекающее из (10) и (14) уравнение движения ВНА допускает единственное неустойчивое стационарное решение: падающая характеристика момента на забое T приводит к развитию автоколебаний.

Пренебрегая податливостью БК на кручение и вводя связи $\varphi_a = \varphi$, $x_a = x = Vt$, получаем систему с одной степенью свободы с учётом двигателя. Уравнение движения

$$(J + J_a)\ddot{\varphi} + AV/\dot{\varphi} + B - P + Q\dot{\varphi} = 0 \quad (15)$$

допускает два стационарных решения: угловая скорость стационарного режима $\varphi = \Omega t$ находится решением квадратного уравнения. При малых скоростях V корни его будут приблизительно равны

$$\Omega_1 \approx \frac{P - B}{Q} - \frac{A}{P - B}V, \quad \Omega_2 \approx \frac{A}{P - B}V. \quad (16)$$

Для существования стационарного режима должно быть $P > B$. Режим быстрого вращения с $\Omega = \Omega_1$ оказывается устойчивым, медленного вращения — нет. В быстром режиме стабилизирующий эффект характеристики (13) момента двигателя T_a доминирует над дестабилизирующим эффектом падающей характеристики момента на забое T .

В работе рассмотрены также две модели с двумя степенями свободы. Первая, в которой вертикальное движение БК задано и независимыми переменными являются φ и φ_a , вновь допускает два стационарных режима с угловыми скоростями (16). Быстрое вращение устойчиво при малых V , а медленное вновь неустойчиво. Во второй модели движение верхнего сечения $\varphi_a = \Omega t$, $x_a = Vt$ задано, в то время как степени свободы φ и x определяют крутильные и продольные деформации БК. Единственный стационарный режим в данной модели всегда неустойчив.

Сочетающая свойства уже изученных модель с тремя степенями свободы x , φ и φ_a также имеет два стационарных режима, медленный из которых неустойчив. При малых V были получены условия устойчивости режима с быстрым вращением. Ещё одна модель с тремя степенями свободы x_a , x и φ рассмотрена в четвёртой главе диссертации.

Модель с четырьмя степенями свободы обладает единственным стационарным режимом, в котором $\dot{x} = \dot{x}_a = V_s$, $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_a = \Omega_s$,

$$\Omega_s = \frac{1}{Q} \left(P - B - \frac{A}{C}(mg + \rho gL - F - D) \right), \quad V_s = \frac{1}{C}(mg + \rho gL - F - D) \Omega_s. \quad (17)$$

Теперь БК обладает собственной распределённой массой ρ и моментом инерции j ; ускорение свободного падения равно g . Суждение об устойчивости стационарного режима может быть вынесено на основании знака действительной части поправки к параметрам свободных колебаний, вносимой учётом падающей характеристики двигателя и взаимодействия долота с породой. Первое приближение к поправке найдено в работе в результате применения асимптотической процедуры.

Рассмотренная в диссертации оптимизационная постановка показывает, что для минимизации энергетических затрат на проходку единицы глубины скважины следует увеличивать силу давления на породу, что, однако, чревато дестабилизацией движения системы.

Завершается глава анализом устойчивости равномерного вращения полубесконечной системы с распределёнными параметрами. В каждом сечении с координатой s рассматриваем степени свободы поворота $\varphi(s)$ и вертикального перемещения $x(s)$. Динамика бурильных труб описывается уравнениями

$$j\ddot{\varphi} = k_\varphi\varphi'', \quad \rho\ddot{x} = k_x x'' + \rho g, \quad (') = d/ds. \quad (18)$$

Граничные условия на нижнем конце БК при $s = L$ запишем в виде

$$m\ddot{x}_L = mg - k_x x'_L - W, \quad J\ddot{\varphi}_L = -k_\varphi\varphi'_L - T, \quad (19)$$

$$T = A \frac{\dot{x}_L}{\dot{\varphi}_L} + B, \quad W = C \frac{\dot{x}_L}{\dot{\varphi}_L} + D. \quad (20)$$

Считая БК бесконечной вверх, а движение её удалённой верхней части заданным, условия на бесконечности $s \rightarrow -\infty$ сформулируем в виде $\dot{\varphi}_{-\infty} = \Omega$, $\dot{x}_{-\infty} = V$. Стационарным решением уравнений движения будет $x = Vt + x_s(s)$, $\varphi = \Omega t + \varphi_s(s)$; φ_s зависит от s линейно, x_s — квадратично.

Решение линеаризованных уравнений для возмущений $\tilde{x} = x - Vt - x_s$, $\tilde{\varphi} = \varphi - \Omega t - \varphi_s$ разыскивалось в виде волн, убегающих от долота, то есть использовалось условие невозвращения волн с бесконечности типа Зоммерфельда. Возмущения \tilde{x} и $\tilde{\varphi}$ убывают во времени, если выполнено неравенство

$$\Omega > \max(\Omega_1, \Omega_2), \quad \Omega_1 \approx \frac{Am}{CJ}V, \quad \Omega_2 \approx \frac{A\sqrt{jk_x}}{C\sqrt{jk_\varphi}}V. \quad (21)$$

Приближённые равенства для Ω_1 и Ω_2 в (21) получены в предположении о больших значениях величин A и C . Обе критические угловые скорости оказываются пропорциональными скорости проходки V , и обратно пропорциональными характерным размерам поперечного сечения конструкции.

В третьей главе диссертации рассматриваются режимы взаимодействия долота с породой, отличные от бурения. На основе анализа динамики долота и в соответствии с данными практического бурения выбраны режимы

- *бурения*, долото вращается и перемещается вниз, проникая в породу;
- *застоя*, долото неподвижно в контакте с породой;
- *скольжения*, долото скользит по поверхности породы, не разрушая её;
- *отрыва*, долото не находится в контакте с породой.

Разрушение породы происходит только в режиме *бурения*. Определяющими соотношениями для трёх других режимов будут: при *застое* скорости вращательного Ω и поступательного V движений долота равны 0; при *отрыве* $T = 0$ и $W = 0$; при *скольжении* $V = 0$ и $T = BW/D$, то есть момент пропорционален вертикальному усилию, как в модели сухого трения.

Поскольку переходы считаются происходящими мгновенно и силовые факторы, действующие на долото со стороны остальной части БК, в течение перехода измениться не успевают, об условиях переходах от *бурения* и к *бурению* судим по движению долота под действием постоянных силовых факторов W_0 и T_0 (рис. 3). Изменение во времени угловой Ω и поступательной V скоростей долота с инерционным элементом подчиняется уравнениям

$$J\dot{\Omega} = T_0 - A\frac{V}{\Omega} - B, \quad m\dot{V} = W_0 - C\frac{V}{\Omega} - D. \quad (22)$$

Непротиворечивым условием перехода от *застоя* к *бурению* при данных значениях силовых факторов будет возможность нарастания малого движения долота в соответствии с (22) так, что скорости Ω и V остаются положительными. Для упрощения классификации решений (22) в зависимости от значений параметров и установления условий переходов было введено масштабированное время

$$\tau = \int dt/\Omega, \quad dt = \Omega d\tau, \quad ()' = d/d\tau, \quad (23)$$

и уравнения (22) приведены к системе линейных уравнений в виде

$$\Omega' = -aV + b\Omega, \quad V' = -cV + d\Omega, \quad a > 0, \quad c > 0. \quad (24)$$

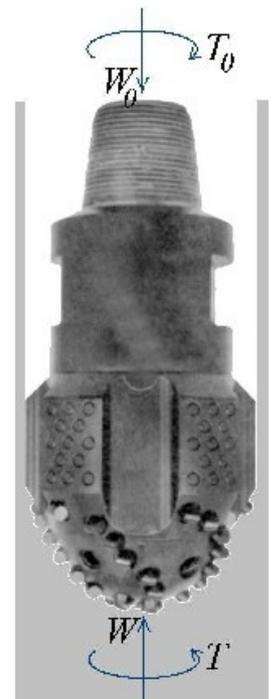


Рис. 3: Бурение

Выходящие из нуля и лежащие целиком в первом квадранте траектории (24) будут существовать, если ноль является либо неустойчивым узлом, либо седловой точкой при положительном d . Исследование корней характеристического уравнения системы (24) позволяет построить на плоскости параметров (T_0, W_0) области, переход между которыми отвечает переходу от застоя к бурению (рис. 4). Подобные переходы связаны лишь с изменением силовых факторов, действующих на долото, и названы в работе *статическими* переходами. Всего пересечению границ областей на рис. 4 отвечают грубые статические переходы *застой – бурение*, *застой – скольжение*, *скольжение – бурение*, *скольжение – отрыв*. Остальные переходы в системе связаны непосредственно с изменением кинематических характеристик движения долота V и Ω в процессе решения уравнений. К грубым *кинематическим* относятся переходы

- *бурение – застой*, происходит при обращении Ω в ноль;
- *бурение – скольжение*, происходит при обращении V в ноль при $\Omega \neq 0$;
- *скольжение – застой*, происходит при обращении Ω в ноль;
- *отрыв – бурение*, отвечает возобновлению контакта долота и породы.

При переходе бурение – застой скорость V обратится в 0 одновременно с Ω , если система (24) имеет в ноле устойчивый узел в момент остановки (значения силовых факторов T_0 и W_0 находятся на рис. 4 в зоне застоя ниже пунктирной части параболы). Однако при больших значениях вертикального усилия W_0 на долоте в момент остановки корни характеристического уравнения системы (24) будут комплексными величинами, и скорость V изменится до нуля скачком.

Классификация переходов на *статические* и *кинематические* может применяться для существенно нелинейных систем со скользящими режимами движения, возникающими при уменьшении числа активных степеней свободы. Простейшим примером подобной нелинейности является проявление сухого трения.

Кроме того, в главе рассмотрен вопрос об обратном вращении, опасном в силу возможной поломки долота, не рассчитанного на такую работу. Определяющие уравнения режимов движения симметрично продолжены в область $\Omega < 0$. Показана невозможность непосредственного перехода от

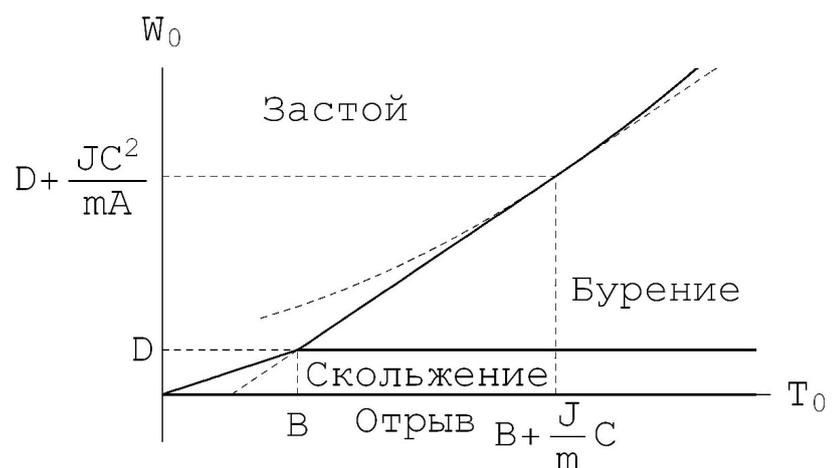


Рис. 4: Диаграмма статических переходов

прямого бурения к обратному, то есть Ω может изменить знак в результате решения уравнений движения только после обращения в ноль V . Полученная замкнутая система соотношений позволяет непрерывно моделировать поведение долота при изменении режима его взаимодействия с породой.

Четвёртая глава диссертации посвящена численному моделированию динамики бурильной установки, рис. 2. БК обладает распределёнными инерционными и жёсткостными характеристиками и моделируется как стержень, сечения которого имеют степени свободы вертикального перемещения и поворота вокруг вертикали. Как и во второй главе, остальные части конструкции фигурируют в модели в виде присоединённых к сечениям стержня массовых или силовых элементов. Уравнения движения и граничные условия на забое при бурении снова примут вид (18) и (19), на верхнем конце граничными условиями будут

$$k_x x'_0 = F, \quad J_a \ddot{\varphi}_0 = P - Q \dot{\varphi}_0 + k_\varphi \varphi'_0. \quad (25)$$

Численные значения параметров, выбранных для моделирования, соответствуют типовым значениям для бурильных установок, и приводятся в тексте работы в системе Си. Радиус скважины $R = 0.15$; коэффициенты A , B , C и D вычислены для долота со сферической формой рабочей поверхности по (6) и (12). В инерционные характеристики комплекса ВНА m и J основной вклад вносят утяжелённые бурильные трубы, диаметр которых был принят равным 0.21, внутренний составляет 4/5 от наружного, а параметры материала соответствуют стали. При вычислении j , ρ , k_φ и k_x диаметр основных бурильных труб принят 0.13. Сила подвеса $F = \rho g L + 0.7 m g$ компенсирует вес обычных бурильных труб и ВНА, обеспечивая растяжение обычных бурильных труб в стационарном режиме. В соответствии с (17), скорости в режиме стационарного бурения будут $\Omega_s = 7.702$, $V_s = 3.904 \cdot 10^{-3}$, что составляет 73.6 оборота в минуту и скорость проходки 14.1 метров в час. Высокая скорость проходки обусловлена выбором параметров породы, соответствующих мягкому песчанику.

Для численного решения уравнений движения была проведена дискретизация задачи по пространству методом конечных элементов (КЭ). В пределах элемента φ и x аппроксимировались линейно. После исследования сходимости метода большинство вычислений проводилось в модели из $N=16$ КЭ, обеспечивающей достаточную точность. Для определения стационарного режима $x = V_s t + x_s(s)$, $\varphi = \Omega_s t + \varphi_s(s)$ находились статические деформации x_s и φ_s . Устойчивость равномерного бурения исследовалась сперва по линеаризованным уравнениям движения КЭ модели вблизи стационарного режима. Для линейной системы уравнений определялись корни характеристического уравнения λ_i . Суждение об устойчивости можно вынести по

знаку действительной части $\delta = \max \operatorname{Re} \lambda_i$. Данный параметр неустойчивости зависит от длины БК L , момента инерции J_a и количества элементов в модели N . Так, при $J_a = 200$ и $N = 4$ в практически интересном диапазоне глубин получаем область неустойчивости $2340 < L < 4160$. При остальных значениях L будет $\delta < 0$. Однако уже при $N = 7$ на оси L наряду с указанной появляется ещё одна зона неустойчивости, где $\delta > 0$. Дальнейший рост числа КЭ приводит к появлению новых зон положительности δ и неустойчивости практически при любых L . Подобный эффект типичен для неконсервативных систем с распределёнными параметрами.

Для получения практически пригодного критерия устойчивости стационарного режима обратим внимание на мнимую часть тех λ_i , для которых $\operatorname{Re} \lambda_i > 0$. В модели с $N = 4$ при $L = 3000$ среди корней будет $\lambda = 0.0677 \pm 2.708i$, при $N = 7$ получаем близкое значение; величина $\operatorname{Im} \lambda$ здесь соответствует первой собственной частоте крутильных колебаний БК. При этом в модели с $N = 7$ при $L = 1300$ появляется корень с положительной действительной частью $\lambda = 0.00439 \pm 65.5i$, то есть медленно нарастающие колебания обладают высокой частотой. С практической точки зрения подобные высокочастотные режимы малоинтересны, поскольку на столь высоких частотах влияние диссипативных факторов резко возрастает. Чтобы ограничить частотный диапазон принимаемых во внимание нарастающих вибраций, будем рассматривать лишь те λ , мнимая часть которых не более чем в два раза превышает первую собственную частоту крутильных колебаний. Если все такие корни обладают отрицательной действительной частью, то движение системы будем называть *устойчивым в низкочастотной области*. На рис. 5 представлены области такой устойчивости/неустойчивости на плоскости параметров (J_a, L) . Безусловная неустойчивость при высоких значениях J_a подтверждена результатами аналитического исследования в моделях с конечным числом степеней свободы.

Численное интегрирование уравнений движения КЭ модели подтверждает данные рис. 5: колебания с частотами порядка собственной частоты БК растут в зоне неустойчивости. К растущим высокочастотным колебаниям при малых значениях J_a приводит лишь специальный выбор начальных условий. При больших J_a устранить подобные вибрации позволяет введение в модель малого демпфирования.

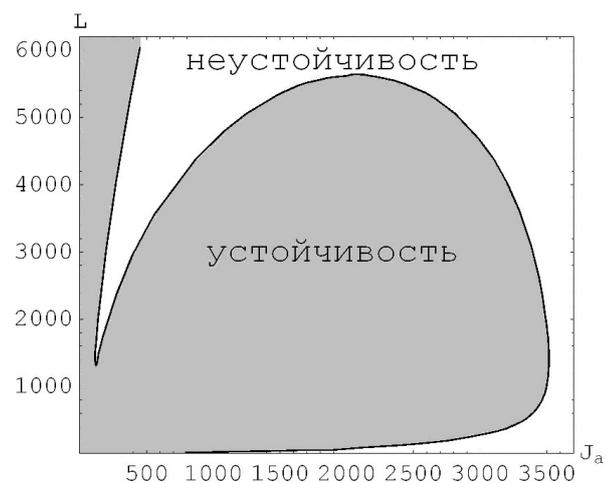


Рис. 5: Зоны устойчивости и неустойчивости в низкочастотной области

В диссертации исследовались нарастающие вблизи неустойчивого ста-

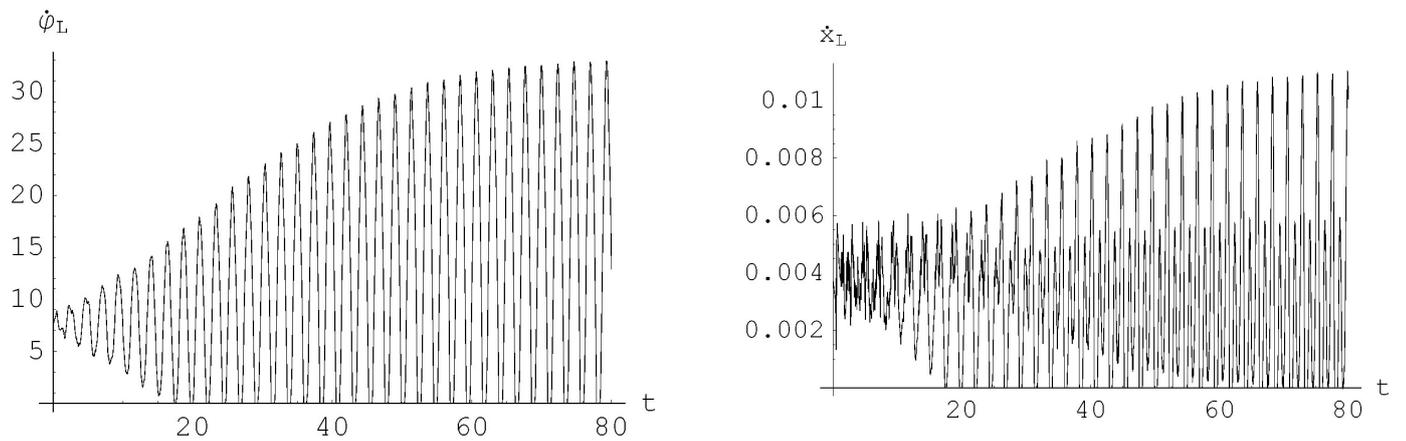


Рис. 6: Установление близкого к периодическому режима с этапами застоя долота

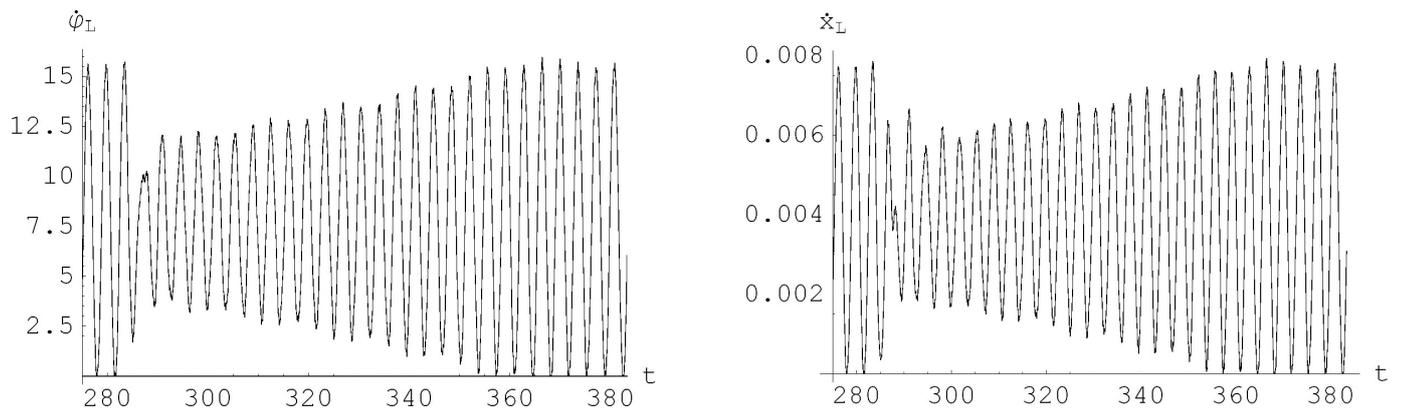


Рис. 7: Срыв установившегося автоколебательного режима

ционарного режима вибрации при $J_a = 200$ и при $J_a \rightarrow \infty$, когда вращение верхнего сечения БК фактически задано. В обоих случаях переходный период приводит к квазипериодическому режиму вида «проскальзывание-застой». При численном решении уравнений движения условия переходов проверялись на каждом шаге интегрирования по времени. Уравнения для этапов застоя и скольжения долота накладывают связи на степени свободы, и решалась система дифференциально-алгебраических уравнений. Для $J_a = 200$ и $L = 3000$ скорости долота при установлении режима представлены на рис. 6. В моменты достижения максимальной скорости вращения $\dot{\psi}_L$, более чем в четыре раза превышающей Ω_s , наблюдаются периоды скольжения, когда \dot{x}_L обращается в ноль.

При $J_a \rightarrow \infty$ установление квазипериодического режима происходит существенно медленнее, и периоды скольжения при больших $\dot{\psi}_L$ отсутствуют. Для этого случая в работе изучался манёвр, направленный на срыв установившихся автоколебаний путём кратковременного малого изменения вертикальной силы подвеса F . Как представлено на рис. 7, системе требуется время, чтобы вновь выйти на квазипериодический режим. Длительность повторного установления режима может служить мерой эффективности манёвра, и исследовалась в зависимости от фазы колебаний БК в момент

подачи импульса и его продолжительности.

При малых L в устойчивой системе исследовались изменения режима работы долота в результате продольного возмущения в БК. Находилась величина возмущения, приводящего к *проскальзыванию* или *застою* долота.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В диссертационной работе изучена работа резца, установленного на долоте. На основе существующей в литературе модели и путём введения дополнительных соотношений найдены силы, действующие на резец при заданных параметрах резца, породы и глубине резания. Для имеющихся экспериментальных данных произведена идентификация параметров модели. Определены действующие на поверхности долота распределённые усилия.
2. Получена система определяющих соотношений при бурении, которые связывают значения силовых факторов, действующих на долото со стороны породы (силы и крутящего момента), и кинематические характеристики движения долота (скорости вращения и скорости проходки).
3. Проведённые аналитические исследования моделей бурильной колонны с конечным числом степеней свободы позволяют оценить влияние на стационарный режим и его устойчивость податливости бурильной колонны на кручение и на растяжение-сжатие, характеристик двигателя, параметров взаимодействия долота с породой, а также инерционных характеристик частей системы.
4. Изучена устойчивость равномерного вращения бурильной колонны как полубесконечного стержня с распределёнными параметрами, получены значения критических угловых скоростей.
5. Определяющие соотношения при бурении обобщены на другие режимы взаимодействия долота с породой, как то застой, скольжение и отрыв долота от породы. Выработана непротиворечивая система условий переходов между этими режимами. На примере системы «долото-порода» сформулированы понятия статических и кинематических переходов между режимами движения для существенно нелинейных систем.
6. Разработан программный комплекс для численного моделирования динамики бурильной колонны. Получены следующие результаты моделирования:
 - изучена сходимость решения с ростом числа конечных элементов; сопоставлены данные аналитических и численных исследований;
 - в пространстве параметров системы построена зона устойчивости режима стационарного бурения в низкочастотной области; показана

неустойчивость режима при заданном вращении верхнего сечения колонны (высоком моменте инерции бурового ротора);

- изучены автоколебательные режимы вида «проскальзывание-застой»; показано, что в промежутках между остановками скорость вращения долота может в несколько раз превышать скорость вращения в стационарном режиме, а скорость проходки может падать до нуля; проведён анализ эффективности манёвра, направленного на срыв автоколебаний долота путём кратковременного изменения силы подвеса верхнего сечения бурильной колонны на крюке; изучено влияние продольных возмущений в бурильной колонне на устойчивый бурильный режим.

4. ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1. Ветюков Ю. М., Елисеев В. В. Конечные деформации и устойчивость нелинейно-упругих стержневых систем // Труды III-й Международной конференции "Научно-технические проблемы прогнозирования надёжности и долговечности конструкций и методы их решения". – С.-Пб., 1999. – С. 10-11.
2. Palmov V. A., Vetyukov Yu. M. Model for the bit-rock interaction analysis / In Fifth International Workshop on nondestructive Testing and Computer Simulations in Science and Engineering, Alexander I. Melker, Editor // Proc. of SPIE, St. Petersburg, Russia. – 2002. – Vol. 4627. – P. 243-248.
3. Palmov V. A., Vetyukov Yu. M. The hierarchy of mathematical models for deep drilling of oilwells // Proceedings of XXX Summer School "Advanced Problems in Mechanics"(APM 2002), Saint-Petersburg (Repino), 2002. – St.Petersburg: IPME RAS, 2003.– P. 517-521.
4. Palmov V. A., Vetyukov Yu. M. The essentially nonlinear bit-rock interaction law leading to possible severe vibrations of the rotating drillstring // Proceedings of XXXI Summer School "Advanced Problems in Mechanics"(APM 2003), Saint-Petersburg (Repino), 2003. – St.Petersburg: IPME RAS, 2004.
5. Пальмов В. А., Ветюков Ю. М. Неравномерное вращение бурильной колонны, обусловленное существенно нелинейным взаимодействием долота со скальной породой // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 2003. – № 4. – С. 51-56.