

**Расчеты неориентируемых
компоновок для бурения
наклонных и
горизонтальных скважин**

Информация

Модуль::	Расчеты неориентируемых компоновок для бурения наклонных и горизонтальных скважин
Автор:	Гречин Е.Г., Овчинников В.П., Долгов В.Г.
Коментарий:	Автор электронной версии: Герман Е.Г.

Содержание

Информация.....	2
ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. МЕТОДЫ РАСЧЕТА НЕОРИЕНТИРУЕМЫХ КОМПОНОВОК.....	8
1.1. Метод интегрирования дифференциального уравнения упругой линии.....	9
1.2. Пример реализации расчета компоновки в программе «MathCad».....	11
1.3. Влияние осевой нагрузки на длину направляющего участка и отклоняющую силу на долоте.....	12
1.4. Влияние кривизны оси скважины на отклоняющую силу на долоте.....	14
1.5. Расчет компоновок с использованием уравнений трёх моментов.....	17
1.6. Метод начальных параметров.....	23
1.7. Метод конечных разностей (В работе над разделом принимал участие И.Ю.Крюков).....	27
1.8. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов компоновок.....	32
1.9. Искривление скважины и отклоняющий фактор.....	34
ГЛАВА 2. РАСЧЕТЫ КОМПОНОВОК С КАЛИБРАТОРОМ В КАЧЕСТВЕ ОПОРНО-ЦЕНТРИРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА.....	36
2.1. Расчет с помощью уравнений трех моментов.....	37
2.2. Расчет методом начальных параметров в «Maple».....	39
2.3. Зависимость реакций на долоте и калибраторе от геометрических параметров КНБК.....	42
2.4. Метод возможного перемещения долота.....	46
2.5. Расчеты компоновки с учетом кривизны оси скважины.....	51
2.6. Расчет компонентов отклоняющего фактора.....	53
2.7. Компоновка с забойным двигателем уменьшенного диаметра.....	54
2.8. Применение метода возможных перемещений долота к КНБК с двигателем Д-172 с учетом кривизны скважины.....	56
Выводы по второй главе.....	61
ГЛАВА 3 СТАБИЛИЗИРУЮЩИЕ КОМПОНОВКИ С ОДНИМ ЦЕНТРАТОРОМ.....	61
3.1. Критический диаметр калибратора.....	62
3.2. Конический калибратор.....	68
3.3. Маятниковая компоновка.....	69

3.4. Прогибы и углы поворота оси КНБК.....	71
3.5. Оптимизация геометрических параметров.....	76
3.6. Компоновки для малоинтенсивного увеличения зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя.....	78
3.7. Устойчивость оптимальной одноцентраторной компоновки к изменению зенитного угла.....	82
3.8. Об устойчивости компоновок для малоинтенсивного увеличения зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя.....	83
3.9. Режим стабилизации зенитного угла при асимметричном разрушении забоя и фрезеровании стенки скважины.....	85
3.10. Компоновки типа А для увеличения зенитного угла.....	87
Выводы по третьей главе.....	88
ГЛАВА 4 РАСЧЕТЫ ДВУХЦЕНТРАТОРНЫХ КОМПОНОВОК.....	89
4.1. Оптимальные компоновки.....	90
4.2. Устойчивость оптимальных стабилизирующих компоновок к изменению зенитного угла.....	92
4.3. Компоновки для малоинтенсивного увеличения зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя (тип А).....	95
4.4. Реакции на долоте и центраторах.....	103
4.5. О стабилизации азимута скважины с использованием оптимальных компоновок.....	106
4.6. Возможности стабилизации азимута скважины с помощью компоновок для малоинтенсивного увеличения зенитного угла (типа А).....	108
4.7. Режим работы компоновок с фрезерованием стенки скважины.....	113
4.8. Компоновка с винтовым забойным двигателем Д-172.....	114
4.9. Устойчивость компоновок к действию различных факторов.....	126
4.10. Показатели устойчивости одноцентраторных компоновок.....	128
4.11. Показатели устойчивости двухцентраторных компоновок для малоинтенсивного увеличения зенитного угла.....	131
Выводы по четвертой главе.....	132
Ссылки.....	135

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время разработка нефтяных и газовых месторождений, особенно в Западной Сибири, в основном осуществляется скважинами с наклонным и горизонтальным профилями ствола. Большинство из них включают участки, бурение которых осуществляется неориентируемыми компоновками, т.е. без управления траекторией скважины с поверхности. Обычно они наиболее протяженные по длине, и, несмотря на возможность замеров параметров скважины в процессе бурения, их нельзя скорректировать до конца рейса. В случае значительных отклонений фактического профиля скважины от проектного приходится прерывать рейс неориентируемой компоновкой для её замены (или даже ликвидации скважины), что связано с дополнительными затратами времени и средств. Поэтому буровики заинтересованы в наличии надежных компоновок, дающих стабильные результаты по поддержанию требуемого значения зенитного угла или его увеличению с определенной интенсивностью. С учетом анизотропных свойств горных пород разреза скважин Западной Сибири в отношении азимута скважины к неориентируемой компоновке можно предъявить только одно требование - его стабилизации.

Имеется и другой подход к проблеме, связанный с использованием различных управляющих систем и ориентируемых компоновок по всей скважине. Но, в связи с их высокой стоимостью, большими объемами бурения, недостаточной изученностью даже основных аспектов такого технологического решения говорить о массовом внедрении этих систем пока рано. Несмотря на многолетний опыт бурения наклонных скважин в Западной Сибири (книга ориентирована на этот регион), к настоящему времени проблему нельзя считать решенной. Больше того, активность работ в этом направлении (по Западно-Сибирскому региону) за последние годы снизилась.

Многие годы бурение под эксплуатационную колонну осуществляется типовой компоновкой: долото диаметром 215,9 мм; близкий к полноразмерному калибратор (215,9 - 214 мм); центратор 212 мм на шпинделе турбобура диаметром 195 мм. Всеми исследователями отмечается ненадежная работа данного типа компоновок по стабилизации зенитного угла и азимута скважины, и, тем не менее, они имеют массовое применение. Ощущается недостаток исследований на эту тему, таких, которые были бы ориентированы прежде всего на практическое приложение теоретических результатов. Именно такую направленность имеет данная книга. Мы руководствовались идеей не доводить теоретические рассуждения и расчеты до такого уровня, при котором теряется реальная возможность проверки полученных решений. При изучении вопросов рассматриваемой тематики теория и практика, на наш взгляд, должны идти параллельно и постоянно увязываться между собой, а этого сейчас нет даже при описании работы самых элементарных компоновок. Ответов нет на многие вопросы, лежащие в основе процессов: действительно ли так

важен перекося оси долота в тысячные доли радиана, что его обязательно надо включать в общепринятое условие оптимизации компоновок, каковы реальная фрезерующая способность долота и фактическая реакция на долоте; влияет ли анизотропия породы скважин Западной Сибири на процесс их искривления (можно встретить даже такие данные, что влияет сильнее, чем любой другой компонент отклоняющего фактора) и т.д.

В работе приведены расчеты реальных компоновок, представляющих практический интерес. Для примеров взяты компоновки с долотом диаметром 215,9 мм, так как ими осуществляется основной объем бурения в Западной Сибири. Для получения данных по другим типоразмерам достаточно лишь изменить исходные данные. Никаких принципиальных отличий в подходе к исследованию их работы нет.

В значительной мере книга предназначена для студентов-буровиков высших учебных заведений. По этой причине все методики расчетов сопровождаются приложением программ с подробными комментариями. Программы рассчитаны на работу в интерактивном режиме. Студент может, руководствуясь книгой, набрать текст соответствующей программы, что-то изменить, если нужно, ввести свои данные и получить результаты вплоть до их визуализации, если речь идет о построении эпюр внутренних сил или формы оси компоновки. Поскольку расчеты компоновок проводятся в основном аналитическими методами, предпочтение отдано одной из самых мощных систем символьной математики - «Maple». Успешно справляется с задачами и система «MathCad», которая легко осваивается, многие студенты предпочитают её вследствие наглядности и привычного вида вводимых математических выражений.

Система координат принята такой, какой её привыкли видеть студенты при изучении курса «Сопроотивление материалов», чтобы не создавались ненужные трудности при составлении уравнений, применении правил знаков, граничных условий, осмыслении результатов расчетов и т.д. Студенты могут усвоить методический подход к исследованию новых компоновок; изучить методы расчета и основные технологические требования, являющиеся следствием теоретических исследований: устойчивость компоновок к воздействию различных факторов, допустимый прогиб и т.д.

Книга может также оказать помощь производственникам; они, случается, даже компоновки с тремя центраторами пытаются подобрать опытным путем, и, надо сказать, ни опыт, ни интуиция здесь ничем помочь не могут. По основным компоновкам в работе приведены конкретные результаты, которые можно незамедлительно проверить на практике. Показано, как нужно изменить компоновку в зависимости от полученного результата и цели её применения. После теоретического анализа оказывается, что выбор геометрических параметров компоновок, удовлетворяющих основным требованиям, весьма ограничен. Компоновка может оказаться неустойчивой, иметь слишком большой прогиб, резко менять свою характеристику при воздействии различных факторов и т.д.

Важно подчеркнуть, что представленные расчеты не имеют целью (и не могут иметь) достижение точного соответствия с промышленными данными, так как даже

самая простая модель включает исходные данные, действительные значения которых неизвестны, например, диаметр скважины заменяется диаметром долота, расположение центратора принимается без учета его вдавливания в стенку скважины и т.д. Складывается впечатление, что расчеты в такой ситуации не имеют смысла, но это не так. Можно сначала опробовать компоновку, приняв номинальные значения исходных данных (ствол скважины не расширяется, центратор не вдавливается и т.д.). По результатам испытаний, руководствуясь книгой, можно сориентироваться в причинах их расхождений с расчетами и произвести необходимые изменения параметров компоновки. Допустим, по расчетам компоновка оптимальная, стабилизирующая, но получено уменьшение зенитного угла. Переходим на компоновку типа А (о терминологии чуть ниже), - снова падение угла, но уже менее интенсивное. Приближаем второй центратор, усиливая механизм искривления Φ ...получаем нужные результаты. Не видится иного, более короткого и, самое главное, реального пути создания надежных неориентируемых компоновок.

Хотя в работе и затрагивается вопрос о стабилизации азимута, мы не считаем целесообразным описывать его, вводя большое число реально неопределимых факторов в сложную математическую модель, чтобы получить на выходе незначительные изменения этой величины без надежды не только её подтверждения на практике, но и объяснения результатов экспериментов. Например, если с помощью центраторов, воспользовавшись эффектом отвеса, удерживать плоскость искривления забойного двигателя в строго вертикальном положении, и при этом будет получен нужный результат, можно ограничиться расчетом величины прогиба компоновки.

Ряд моментов, связанных с терминологией и условными обозначениями, требует пояснений. Материал излагается по сравнительно узкому кругу вопросов, поэтому неизбежны трудности, связанные с многократным повторением одних и тех же названий. С целью краткости и удобства изложения введен ряд терминов, предназначенных прежде всего для использования внутри данной работы. При изложении вопросов устойчивости компоновок мы воспользовались идеями и терминологией, предложенными А.С. Повалихиным, А.С.Огановым и др. (ВНИИБТ), считая их удачными, и позволили себе некоторые изменения и дополнения. «Компоновка с оптимальными геометрическими параметрами» для краткости названа «оптимальной» или «оптимальной стабилизирующей». Нереально писать в тексте: «компоновка, обладающая свойством восстанавливать расчетные параметры скважины при изменении зенитного угла» и т.п. Поэтому позаимствованные термины «устойчивая», «неустойчивая», «пассивная» являются удачными. Нами еще добавлено: «активно-устойчивая», «пассивно-устойчивая», «активно-неустойчивая» и т.д., чтобы точнее охарактеризовать получаемые результаты. Компоновка типа А - обеспечивающая в расчетном режиме искривление скважины за счет асимметричного разрушения забоя (применено также «механизм искривления А»). Компоновка типа Φ - то же самое, но при наличии механизма искривления Φ , т.е. за счет фрезерования стенки скважины боковой поверхностью долота.

По всей работе непрерывно повторяются термины: «компоновка», «КНБК». Полное их содержание включает перечень всех элементов, которыми с целью обеспечения нужной траектории скважины оснащена нижняя часть бурильной колонны, с указанием их размеров и расположения, начиная от долота, до точки контакта колонны (обычно забойного двигателя) со стенкой скважины, находящейся выше верхнего центратора. В тексте обычно достаточно указать главные элементы.

В связи с частым обращением к компьютерным программам в текст переключали такие обозначения, как R_d , R_k , R_c - реакции на долоте, калибраторе, центраторе, соответственно; а также D_d , D_k , D_c , D_t - диаметры этих же элементов и забойного двигателя. Метод раскрытия статической неопределимости с использованием уравнений трех моментов назван коротко методом трех моментов, или даже методом 3М, а метод начальных параметров методом МНП.

Приведем еще некоторые обозначения, примененные в работе:

L_1 , L_2 , L - соответственно, длина первого участка (расстояние между долотом и первым центратором); второго, т.е. расстояние между первым и вторым центраторами и расстояние от верхнего центратора до точки контакта забойного двигателя со стенкой скважины, которое заранее неизвестно и определяется расчетным путем;

U_{gd} - угол между осями долота и скважины; в принятой системе координат он определяется непосредственно при решении системы уравнений методами интегрирования дифференциального уравнения упругой линии и МНП, а при использовании метода 3М он состоит из угла β - перекоса нижнего плеча компоновки и θ - угла поворота относительно него оси долота, вызванного изгибом компоновки.

Еще хотелось бы отметить, что в работе приведены некоторые положения, не высказывавшиеся ранее, и возможны какие-то неточности в их описании. Мы будем благодарны читателям за пожелания и замечания и расценим их как помощь в нашей дальнейшей работе.

ГЛАВА 1. МЕТОДЫ РАСЧЕТА НЕОРИЕНТИРУЕМЫХ КОМПОНОВОК

ГЛАВА 1. МЕТОДЫ РАСЧЕТА НЕОРИЕНТИРУЕМЫХ КОМПОНОВОК

- 1.1. Метод интегрирования дифференциального уравнения упругой линии
- 1.2. Пример реализации расчета компоновки в программе «MathCad»
- 1.3. Влияние осевой нагрузки на длину направляющего участка и отклоняющую силу на долоте
- 1.4. Влияние кривизны оси скважины на отклоняющую силу на долоте
- 1.5. Расчет компоновок с использованием уравнений трёх моментов
- 1.6. Метод начальных параметров

1.7. Метод конечных разностей (В работе над разделом принимал участие И.Ю.Крюков)

1.8. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов компоновок

1.9. Искривление скважины и отклоняющий фактор

1.1. Метод интегрирования дифференциального уравнения упругой линии

Дифференциальное уравнение упругой линии применительно к компоновке низа бурильной колонны было впервые сформулировано Вудсом и Лубинским [1, 2], а затем использовались различные его модификации, включая модели пространственного искривления КНБК [3, 4]. Разработчики трёхмерной модели [3, 4] сделали вывод, что при пространственном искривлении компоновки доля азимутальной составляющей незначительна, и перешли к рассмотрению плоскостной модели, весьма распространенная форма которой предложена Калласом [5,6]. Отечественными исследователями наряду с уравнением [6] успешно используется его модификация в безразмерной форме [7,8].

В компоновках с опорно-центрирующими элементами (ОЦЭ) осевая нагрузка мало влияет на расчетные параметры компоновки (подробнее этот вопрос будет рассмотрен ниже), поэтому вполне оправдано исключение осевой составляющей нижней части КНБК, как это сделано в работах [9, 10, 11].

Ось бурильной колонны без ОЦЭ, расположенной в наклонной скважине, подобная приведенным в работах [8, 10 и др.], показана на рис. 1.1. Отличие состоит в том, что здесь ось y направлена вверх, т.е. со стороны нижней стенки скважины.

Такое традиционное для учебных курсов расположение осей координат, на наш взгляд, более наглядно, и при составлении уравнений облегчает пользование правилами знаков для внутренних силовых факторов.

Точка D соответствует центру долота. Направляющий участок длиной L расположен между долотом и точкой контакта забойного двигателя со стенкой скважины. Ей соответствует точка K оси компоновки. На длине L величина прогиба оси равна радиальному зазору между долотом и забойным двигателем: $y(L) = h = (Dd - Dt) / 2$.

Дифференциальное уравнение упругой линии (оси КНБК) без учета вертикальной составляющей веса направляющего участка имеет вид :

$$EI y'' = Rd x - q x^2 / 2 + P(h - y) \quad (1.1)$$

Уравнение (1.1) отличается от приведенного в работе [10] слагаемым Ph. В нем обозначено: EI - жесткость сечения забойного двигателя при изгибе; Rd - реакция на долоте; P - осевая нагрузка;

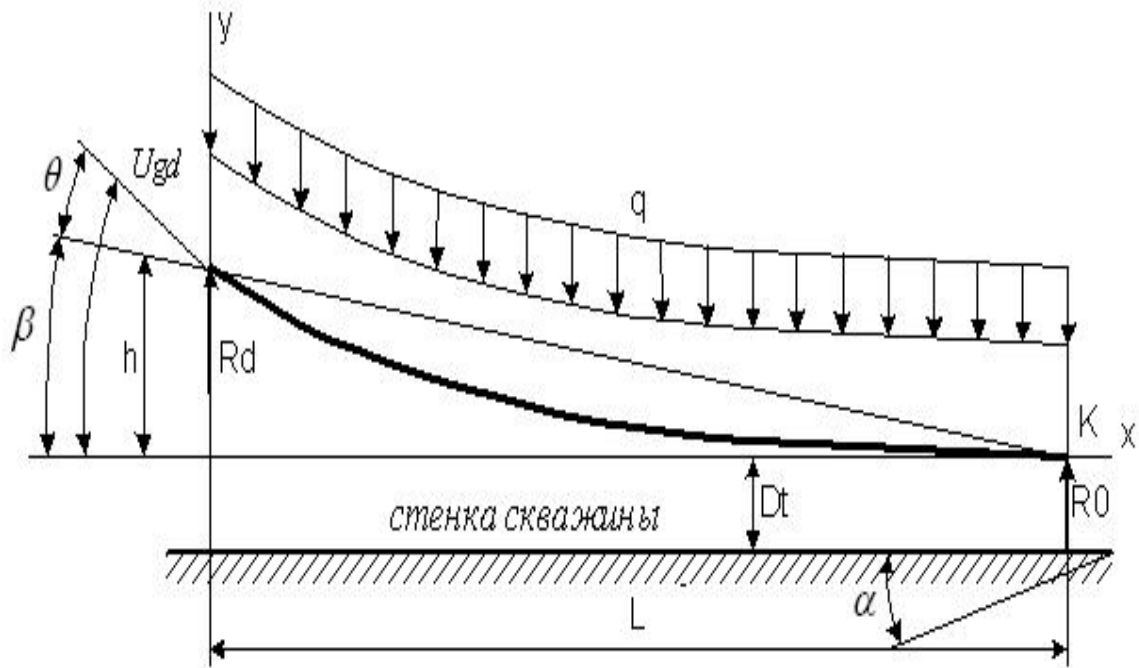


Рис. 1.1. Расчетная схема нижней части бурильной колонны

$$q = q_0 (1 - \rho_{ж} / \rho_{ст}) \sin \alpha;$$

q - поперечная составляющая распределенной нагрузки, зависящая от веса 1 м забойного двигателя q_0 , зенитного угла α и соотношения плотностей промывочной жидкости и стали ($\rho_{ж}$, $\rho_{ст}$).

Символьные решения уравнения (1.1) в математических системах «Maple» и «Mathematica» соответствуют решениям, полученным ранее в работах [9, 10]. Незначительные отличия вызваны тем, что здесь изменена система координат:

$$y = C1 \cos(kx) + C2 \sin(kx) + \left[2P^2 h + (2Rd x - qx^2) P + 2EI q \right] / 2P^2 \quad (1.2)$$

В формуле (1.2) обозначено $k = \sqrt{P / EI}$.

Важно отметить, что могут быть разные формы записи уравнения (1.1). Из курса сопротивления материалов известны дифференциальные зависимости между изгибающим моментом, поперечной силой и распределенной нагрузкой:

$$dM / dx = Q, \quad dQ / dx = q \quad (1.3)$$

Дифференцируя уравнение (1.1), записанное в форме равновесия моментов, получаем уравнения в формах равновесия сил и распределенной нагрузки:

$$EI y''' + P y' = -qx + Rd \quad (1.4)$$

$$EI y'' + P y = -q \quad (1.5)$$

Простота дифференциального уравнения (1.5) - кажущаяся. Введем в программе

«Maple» следующее выражение, соответствующее формуле (1.5):

$$dsolve(\{EI * diff(y(x), x\$4) + P * diff(y(x), x\$2) = -q\}, y(x));$$

Решение имеет вид:

$$y(x) = -C2 EI \sin(kx) / P - C1 EI \cos(kx) / P - qx^2 / 2P + C3 x + C4. \quad (1.6)$$

Уравнение (1.6) еще более громоздко, чем (1.2), так как содержит 4 постоянных интегрирования, подлежащих определению.

Выражение (1.2) дифференцируем в «Maple» с помощью функции diff: diff(в скобке приводится имя функции или правая часть формулы (1.2), x);

Получаем результат:

$$y' = \theta = k C2 \cos(kx) - k C1 \sin(kx) + (2Rd - 2qx) / 2P \quad (1.7)$$

Формула (1.2) в явном виде содержит 3 неизвестных: Rd, C1, C2, но при реализации граничных условий в точке $x = L$ появится четвертая неизвестная величина L, поэтому задаются 4 граничных условия:

$$x = 0: \quad y = h; \quad (1.8)$$

$$x = L: \quad y = 0, \quad y' = 0, \quad y'' = 0.$$

Последнее условие означает, что выше точки К (см. рис. 1.1) изгиб компоновки отсутствует, и его подстановка в уравнение (1.1) приводит к обычному уравнению моментов относительно точки К.

С учетом граничных условий (1.8) уравнения (1.1, 1.2, 1.7) приобретают вид:

$$k C2 \cos(kL) - k C1 \sin(kL) + (2Rd - 2qL) / 2P = 0, \quad (1.9)$$

$$C2 \sin(kL) + C1 \cos(kL) + h + Rd L / P - qL^2 / 2P + EI q / P^2 = 0,$$

$$C1 + EI q / P^2 = 0, \quad Rd L - qL^2 / 2 + Ph = 0.$$

Угол поворота оси долота можно определить по формуле (1.7) при $x = 0$:

$$Ugd = k C2 + Rd / P \quad (1.10)$$

1.2. Пример реализации расчета компоновки в программе «MathCad»

Для примера выполним расчеты компоновки по формулам (1.9, 1.10) в программе «MathCad», в которую формулы вводятся в наиболее привычном виде. Компоновка типовая: долото и забойный двигатель диаметрами, соответственно, 215,9 и 195 мм; размерность силы - кН.

Сначала вводим исходные данные:

$$zen := 40 \quad P := 200$$

$$Dd := 0.2159 \quad Dt := 0.195 \quad EI := 9408$$

$$\alpha := \pi \cdot \frac{zen}{180} \quad q := 1.36 \cdot \sin(\alpha) \quad h := \frac{Dd - Dt}{2} \quad k := \sqrt{\frac{P}{EI}}$$

Далее производится присвоение каких-либо начальных значений неизвестным переменным:

$$Rd := 0 \quad L := 5 \quad C1 := 0 \quad C2 := 0 \quad Ugd := 0$$

Затем вводится ключевое слово «Given», а после него система уравнений:

$$\cos(k \cdot L) \cdot k \cdot C2 - \sin(k \cdot L) \cdot k \cdot C1 + \frac{2 \cdot Rd - 2 \cdot q \cdot L}{2 \cdot P} = 0$$

$$\sin(k \cdot L) \cdot C2 + \cos(k \cdot L) \cdot C1 + h + Rd \cdot \frac{L}{P} - q \cdot \frac{L^2}{2 \cdot P} + \frac{EI \cdot q}{P^2} = 0$$

$$C1 + \frac{EI \cdot q}{P^2} = 0 \quad Rd \cdot L - \frac{q \cdot L^2}{2} + P \cdot h = 0 \quad Ugd = k \cdot C2 + \frac{Rd}{P}$$

Далее какой-либо переменной, например, w, присваивается имя функции «Find», которая производит вычисления:

$$w := \text{Find}(Rd, L, Ugd, C1, C2)$$

Ответ получаем в виде вектора значений в том порядке, в котором они перечислены в функции Find. Второй столбец результатов получен после изменения зенитного угла (40 на 60) и осевой нагрузки (200 на 100) в первой строке программы.

$$w = \begin{pmatrix} 2.767 \\ 7.011 \\ -2.981 \times 10^{-3} \\ -0.206 \\ -0.115 \end{pmatrix} \quad w = \begin{pmatrix} 3.735 \\ 6.611 \\ -3.161 \times 10^{-3} \\ -1.108 \\ -0.393 \end{pmatrix}$$

При вводе уравнений знак «=» необходимо вводить с панели инструментов «Boolean» (Булевы операторы).

1.3. Влияние осевой нагрузки на длину

направляющего участка и отклоняющую силу на долоте

Расчеты компоновок проводятся как с учетом [6, 8, 12 и др.], так и без учета осевой нагрузки на долото [10, 13, 14 и др.]. Представляется, что в каждом конкретном случае нужно выполнить расчет по обоим вариантам и после сопоставления полученных результатов принимать решение о целесообразности включения нагрузки на долото в расчетные формулы. Покажем это на примере.

При бурении компоновкой без опорно-центрирующих элементов длина направляющего участка увеличивается и, по-видимому, реакция на долоте именно при такой компоновке должна быть наиболее чувствительна к нагрузке на долото.

Определим расчетные параметры без учета осевой нагрузки. Из уравнения моментов относительно точки К (см. рис. 1.1) следует:

$$Rd = q \cdot L/2. \quad (1.11)$$

Подставляя это значение Rd в формулу (1.1) и принимая $P = 0$, после интегрирования имеем:

$$EI y' = qLx^2/4 - qx^3/6 + C \quad (1.12)$$

$$EI y = qLx^3/12 - qx^4/24 + Cx + D \quad (1.13)$$

Используя граничные условия (1.8), получаем:

$$C = -qL^3/12; \quad D = EI h = EI(Dd - Dt)/2$$

Подстановка C и D в (1.13) с использованием условия (1.8), дает формулу для определения длины направляющего участка:

$$L = \sqrt[4]{12EI(Dd - Dt)/q} \quad (1.14)$$

Угол поворота оси долота при изгибе можно определить по формуле (1.12) при $x = 0$:

$$Ugd = -qL^3/12EI \quad (1.15)$$

В таблице 1.1 приведены результаты расчета величин Rd , Ugd , L для компоновки, включающей долото и забойный двигатель диаметрами, соответственно, 215,9 и 195 мм. При $P=100$ и 200 кН производилось решение системы уравнений (9), как это описано выше, а при $P = 0$ использовались простые формулы (1.11, 1.14, 1.15).

Таблица 1.1

Результаты расчета компоновок без опорно-центрирующих элементов

Зенитный угол, град	20	40	60	80
---------------------	----	----	----	----

Rd, кН	При P = 0	1,96	3,15	3,94	4,34
	P = 100 кН	1,8	2,96	3,74	4,13
	P = 200 кН	1,63	2,77	3,53	3,86
Ugd, рад	P = 0	-0,00248	-0,00290	-0,00312	-0,00323
	P = 100	-0,00252	-0,00294	-0,00316	-0,00326
	P = 200	-0,00257	-0,00298	-0,00320	-0,00330
L, м	P = 0	8,44	7,21	6,69	6,48
	P = 100	8,28	7,11	6,61	6,41
	P = 200	8,13	7,01	6,53	6,37

По результатам расчетов видно, что осевая нагрузка способствует уменьшению реакции со стороны нижней стенки скважины. Максимальная разница в решениях доходит до 20%, но при значениях нагрузки на долото, обычно применяемых на практике, её влияние на отклоняющую силу не превышает 10%. Длина направляющего участка L и угол поворота оси долота относительно оси скважины Ugd мало реагируют на изменение осевой нагрузки.

В работе [13] представлены результаты расчетов, показывающие, что при наличии в компоновке опорно-центрирующих элементов реакции на них и на долоте при учете осевой нагрузки почти не изменяются, поэтому её можно не учитывать. Истинное значение отклоняющей силы на долоте определить невозможно, её теоретический расчет содержит неопределенности, связанные с разработкой стенок скважины (уширением ствола [15]) и податливостью её стенок. Это также подтверждает нецелесообразность включения в расчетную схему осевой нагрузки при расчете компоновок с опорно-центрирующими элементами.

1.4. Влияние кривизны оси скважины на отклоняющую силу на долоте

Приведенные выше расчеты компоновки без ОЦЭ (или с калибратором уменьшенного диаметра) выполнены в предположении, что компоновка находится на прямолинейно-наклонном участке скважины, т.е. на некотором интервале начала участка естественного снижения зенитного угла или в его конце, когда зенитный угол стабилизируется при некотором небольшом значении α .

В СибНИИНП были получены зависимости интенсивности снижения зенитного угла от его величины с учетом типа долота (рис. 1.2). В предположении, что траектория скважины представляет собой дугу окружности по величине i_α можно определить радиус R этой окружности:

$$R = 5732,5 / i_\alpha \quad (i_\alpha - \text{в град}/100\text{м}).$$

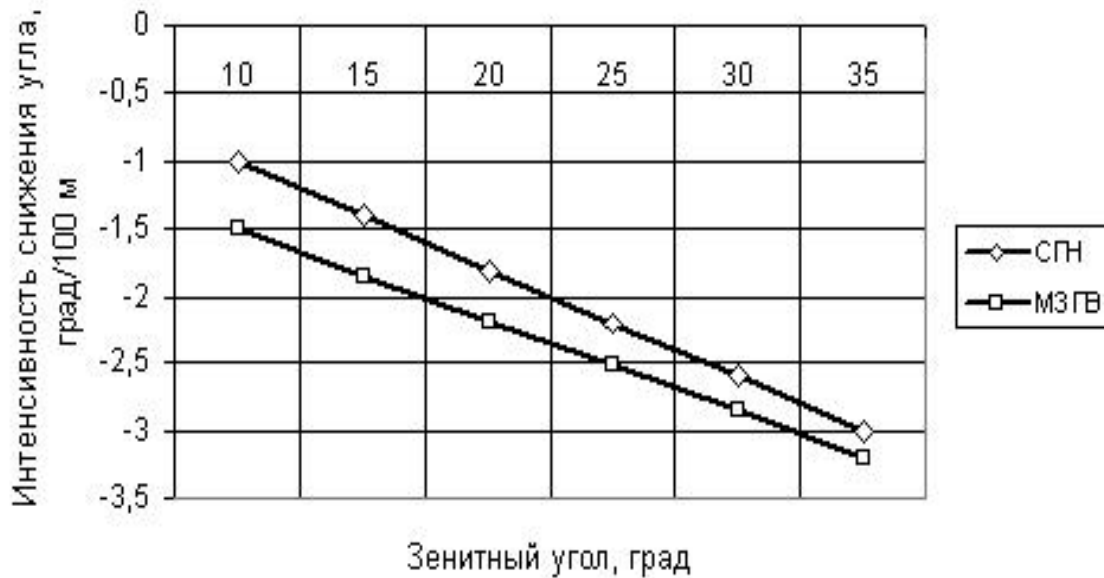


Рис. 1.2. Интенсивность искривления скважины на участке естественного снижения зенитного угла

Компоновка без опорно-центрирующих элементов

На рис. 1.3 показана траектория $K-K_1$ движения центра долота по дуге радиусом R . Касательная к оси скважины поворачивается на угол φ , а хорда, стягивающая точки K, K_1 - на угол $\varphi / 2$. На длине направляющего участка L центр долота опустится на величину h_R по отношению к прямолинейно-наклонному положению оси скважины.

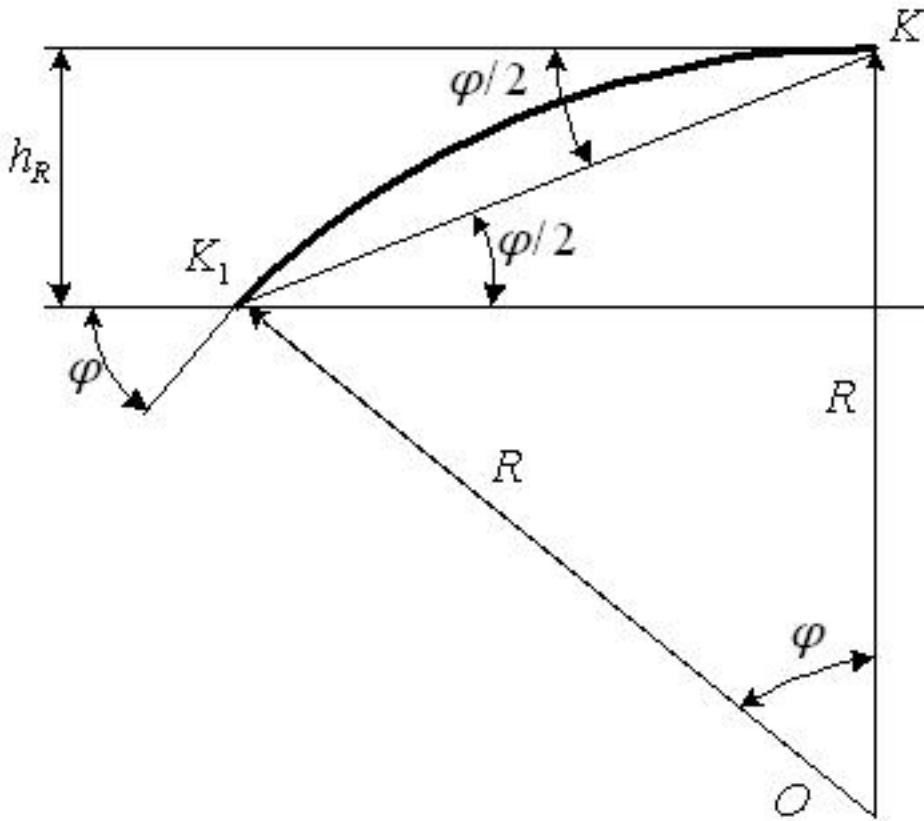


Рис. 1.4. Геометрические характеристики искривленного участка скважины

Из рисунка видны следующие геометрические соотношения:

$$h_R = L \cdot \varphi/2, \quad \varphi = L/R, \quad h_R = L^2/2R.$$

На рис. 1.4 линией 2 - 3 показано положение компоновки на искривленном участке скважины, а линией 1 - на прямолинейном. Точка К оси долота условно показана лежащей на стенке скважины.

Рис. 1.4. Расположение компоновки в искривленной скважине

Из рисунка видно, что центр долота (точка D) опускается на величину h_R , и в граничные условия (1.8) необходимо внести следующие изменения:

$$x = 0: \quad y = h - h_R; \quad (1.16)$$

$$x = L: \quad y'' = -1/R.$$

Последнее соотношение получено следующим образом. Из дифференциального уравнения упругой линии следует:

$$y'' = -M/EI, \quad y'' \approx K \approx -1/R.$$

Знак минус поставлен потому, что в принятой системе координат от момента М сжатая часть сечения балки (корпуса забойного двигателя) находится ниже оси x. Результаты расчетов с учетом изменения граничных условий представлены в

таблице 1.2.

Таблица 1.2

Результаты расчета компоновки с учетом кривизны оси скважины

α, град		20	40	60	80
P = 0 (МНП)	Rd, кН	1	2,1	2,8	3,1
	L, м	7,3	6,5	6,1	5,9
	Ugd, рад	-0,00031	-0,0004	-0,0008	-0,00093
P = 20 кН	Rd, кН	1,1	2,1	2,8	3,1
	L, м	7,5	6,5	6,1	5,9
	θ, рад	-0,00023	-0,0004	-0,0007	-0,0009
P = 100 кН	Rd, кН	0,8	1,8	2,5	2,9
	L, м	7,0	6,3	6,0	5,8
	θ, рад	-0,00008	-0,0007	-0,001	-0,0011
P = 200 кН	Rd, кН	0,5	1,6	2,2	2,6
	L, м	6,8	6,2	5,9	5,7
	θ, рад	-0,0004	-0,0009	-0,0012	-0,0013

Интенсивность искривления принята в соответствии с промышленными данными - 3 град/100 м (см. рис. 1.2). Первая группа данных при P = 0 получена расчетом по методу начальных параметров (МНП), о котором речь будет идти ниже. Сравнивая данные таблиц 1.1 и 1.2, видим, что искривление оси скважины вносит существенные изменения в результаты расчетов и приводит к уменьшению реакции на долоте.

1.5. Расчет компоновок с использованием уравнений трёх моментов

Рассмотренный выше метод расчета компоновок путем непосредственного интегрирования дифференциального уравнения упругой линии имеет ряд недостатков. Форма решения, включающая функции «Sin, Cos», неудобна в математическом отношении, так как затруднены некоторые важные математические преобразования с целью анализа решения, не виден физический смысл полученных выражений, невозможна проверка условия P = 0 (деление на ноль) и т.д. В этом отношении намного более удобные решения дает метод с использованием уравнений трех моментов, являющийся разновидностью метода сил, предназначенного для расчета статически неопределимых систем.

В методе сил основная система (статически определимая) получается путем замены лишних связей неизвестными реакциями, здесь же лишние опоры заменяются шарнирами с добавлением моментов, значения которых неизвестны, и их требуется определить. В результате многопролетная неразрезная балка

заменяется системой, состоящей из совокупности однопролетных балок. В основе получаемой при этом системы алгебраических уравнений лежит граничное условие на шарнирах - равенство углов поворота сечений. Каждое уравнение содержит не более трех неизвестных независимо от числа опор (центраторов).

На основе этого метода выполнены многочисленные исследования под руководством М.П.Гулизаде [13, 16 и др.]. Учет разновысотности опор (а также нагрузки на долото), являющейся особенностью расчета КНБК, осуществляется на основе положений, изложенных в трудах С.П.Тимошенко [17, 18].

Наиболее удобной для рассмотрения в качестве примера является компоновка с двумя опорно-центрирующими элементами. Основная система для неё показана на рис. 1.5 с обозначениями: D - долото, K - точка контакта забойного двигателя со стенкой скважины. Центраторы заменены шарнирами 1, 2 с неизвестными моментами M_1, M_2 .

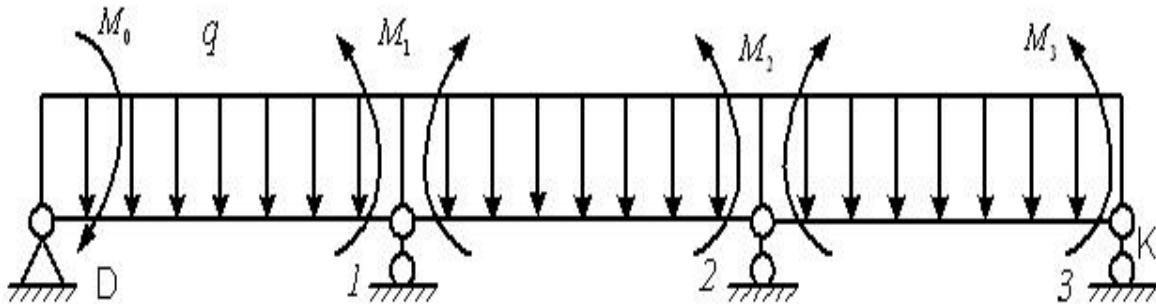


Рис. 1.5. Основная система

За счет удаления лишних связей, препятствующих взаимному повороту сечений в местах расположения шарниров, система становится статически определимой. Изгибающие моменты M_0, M_1, M_2 равны действительным значениям изгибающих моментов в местах расположения шарниров и определяются из условия равенства углов поворота смежных сечений балки над шарнирами:

$$q_{1,1} = q_{1,2}, q_{2,2} = q_{2,3} \quad (1.17)$$

Первый индекс - номер шарнира, второй - пролета.

Углы θ являются следствием заданной распределенной нагрузки q и неизвестных моментов M , действующих на простые однопролетные балки, расположенные между шарнирами, поэтому, используя принцип независимости действия сил, можно записать:

$$q_{1,1}^q + q_{1,1}^M = q_{1,2}^q + q_{1,2}^M, \quad (1.18)$$

$$q_{2,2}^{q^{1,1}} + q_{2,2}^{M^{1,1}} = q_{2,3}^{q^{1,2}} + q_{2,3}^{M^{1,2}}, \quad (1.19)$$

Индексы показывают номера шарниров и пролетов балки.

Величины, входящие в (1.18, 1.19) можно определить по известным формулам сопротивления материалов [19]:

$$EI q_A = -S_B / L, EI q_B = S_A / L. \quad (1.20)$$

Формулы (1.20) записаны для простой балки АВ длиной L (А - левый её конец, В - правый) для нагрузки любого вида. Величины S_B, S_A - это статические моменты эпюр

изгибающих моментов, соответственно, относительно точек А и В.

Формулы (1.18, 1.19) должны отражать граничные условия (ГУ), о которых в рассматриваемом случае можно сказать следующее.

Изгибающий момент на долоте $M_0 = 0$ (это условие принимается всеми исследователями). В месте расположения третьего шарнира бурильная колонна (забойный двигатель) лежит на нижней стенке скважины, поэтому принимается $M_3 = 0$. На первом центраторе имеются углы перегиба β_1 и β_2 , на втором - углы β_2 и β_3 (рис. 1.6). Согласно С.П.Тимошенко [18] эти углы вносятся в виде поправок в уравнения (1.17).

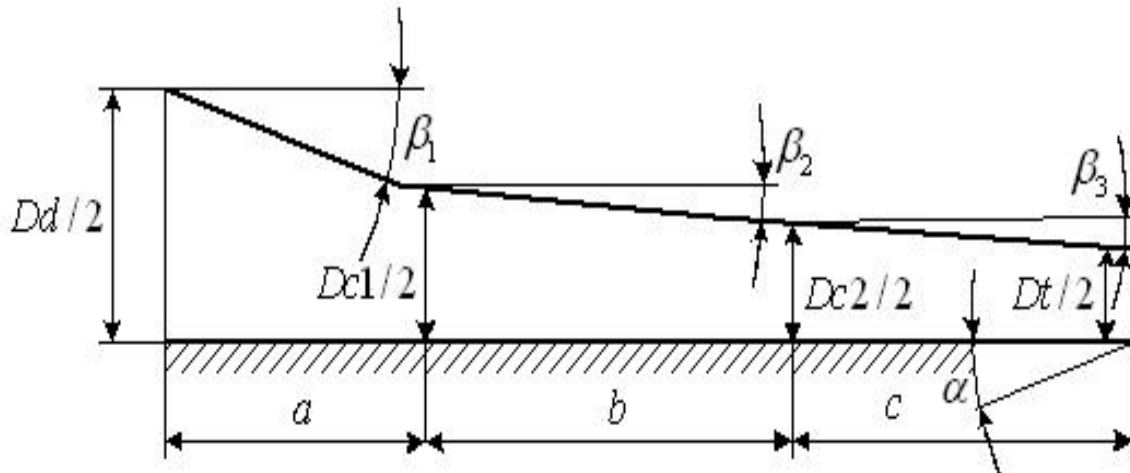


Рис. 1.6. Углы несоосности участков компоновки

Жесткость и весовые характеристики могут для каждого участка иметь разные значения, но применительно к рассматриваемому случаю их можно принять одинаковыми.

На рис. 1.7 показаны эпюры изгибающих моментов для первой и второй простых балок, разнесенных в стороны для наглядности, между которыми находится первый центратор. Они построены отдельно от действия заданной распределенной нагрузки q и неизвестных моментов M_1, M_2 .

По формуле (1.20) имеем:

$$\theta_{11}^M = \frac{S_{10}^M}{EI a} = \frac{M_1 a 2 a}{2 \cdot 3} = \frac{M_1 \cdot a}{3 \cdot EI} \quad (1.21)$$

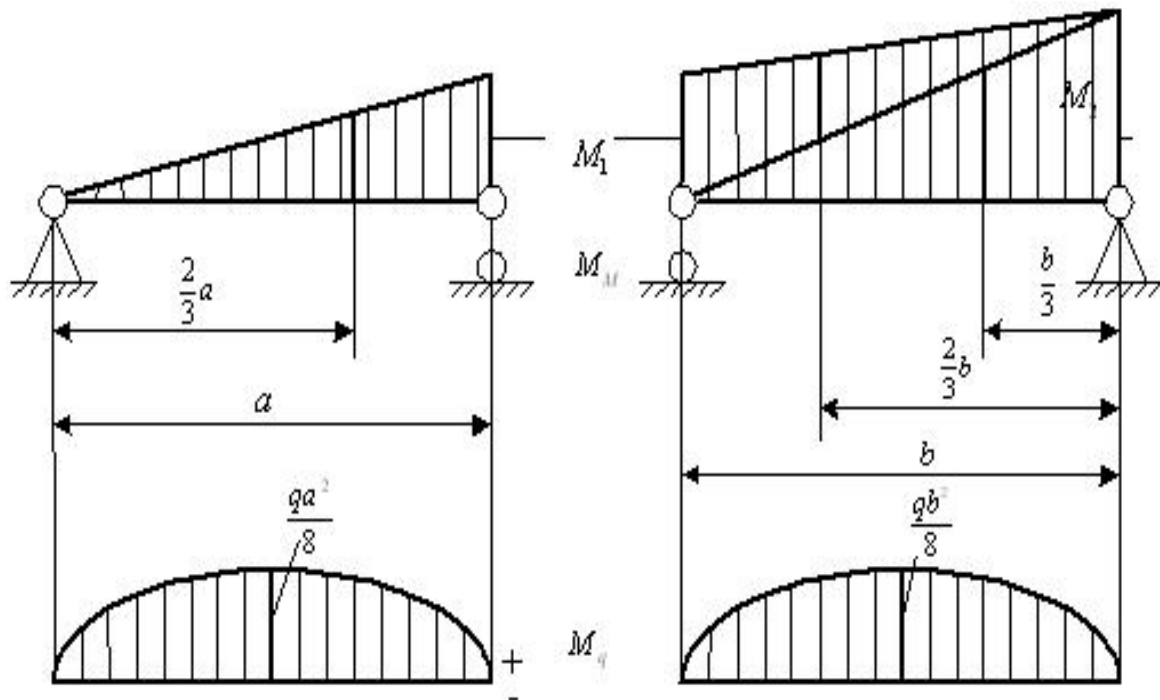


Рис. 1.7. К определению статических моментов эюр

Для определения $S_{2,2}^M$, трапеция разбивается на 2 треугольника, что в итоге дает:

$$\theta_{1,2}^M = - \frac{S_{2,2}^M}{EI \cdot b} = - \frac{2 M_1 b + M_2 \cdot b}{6 \cdot EI} \quad (1.22)$$

Учитывая, что площади эюр M составляют, соответственно, $qa^3/12$ и $qb^3/12$, получаем:

$$\theta_{1,1}^q = \frac{q \cdot a^3}{24 EI}, \quad (1.23)$$

$$\theta_{1,2}^q = - \frac{q b^3}{24 EI} \quad (1.24)$$

Далее, подставляя уравнения (21 - 24) в уравнение (1.18) с учетом граничных условий по С.П. Тимошенко, получаем для шарнира на первом центраторе:

$$\frac{M_1 a}{3 EI} + \frac{q a^3}{24 EI} - \frac{Dd - Dc_1}{2 a} + \frac{M_1 b}{3 EI} + \frac{M_2 b}{6 EI} + \frac{q b^3}{24 EI} + \frac{Dc_1 - Dc_2}{2 b} = 0 \quad (1.25)$$

Аналогично составляется уравнение для шарнира, находящегося на втором центраторе. Оно имеет вид:

$$\frac{M_1 b}{6 EI} + \frac{M_2 b}{3 EI} + \frac{q b^3}{24 EI} - \frac{Dc_1 - Dc_2}{2 b} + \frac{M_2 x}{3 EI} + \frac{q x^3}{24 EI} + \frac{Dc_2 - Dd}{2 x} = 0 \quad (1.26)$$

Для шарнира, находящегося в точке контакта КНБК со стенкой скважины получаем:

$$\frac{M_2 x}{6EI} + \frac{qx^3}{24EI} - \frac{Dc_2 - Dt}{2x} = 0 \quad (1.27)$$

Система уравнений (1.25 - 1.27) позволяет определить неизвестные значения M_1 , M_2 , x . Зная их, можно построить эпюры поперечных сил, вызванных действием заданной распределенной нагрузки и вычисленных изгибающих моментов. Согласно принципу независимости действия сил их можно рассматривать отдельно (рис. 1.8).

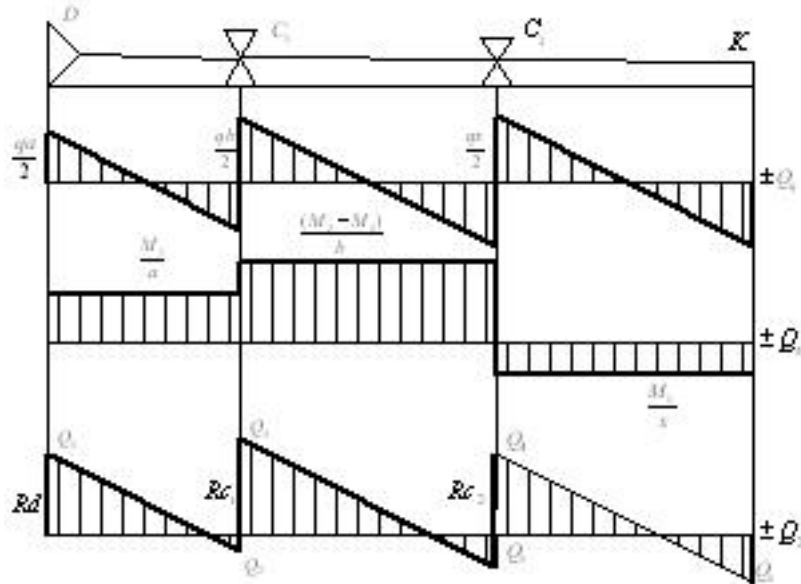


Рис. 1.8. Эпюры к расчету реакций на долоте и центраторах.

Нижняя эпюра поперечных сил в КНБК (рис. 1.8) получается суммированием эпюр Q_q и Q_M . Значения Q в характерных точках составляют

$$Q_1 = \frac{M_1}{a} + \frac{qa}{2}, \quad Q_2 = \frac{M_1}{a} - \frac{qa}{2},$$

$$Q_3 = \frac{M_2 - M_1}{b} + \frac{qb}{2}, \quad Q_4 = \frac{M_2 - M_1}{b} - \frac{qb}{2},$$

$$Q_5 = \frac{qx}{2} - \frac{M_2}{x}, \quad Q_6 = -\left(\frac{M_2}{x} + \frac{qx}{2}\right).$$

На рисунке для примера показан случай, когда все реакции положительны, т.е. направлены со стороны нижней стенки скважины.

Реакции на долоте и ОЦЭ (скачки на эпюре Q_2) равны:

$$Rd = \frac{qa}{2} + \frac{M_1}{a}$$

$$Rc_1 = \frac{qa + qb}{2} - \frac{M_1}{a} - \frac{M_1 - M_2}{b} \quad (1.28)$$

$$Rc_2 = \frac{qb + qx}{2} + \frac{M_1 - M_2}{b} - \frac{M_2}{x}$$

Точно так же, как выше определялись углы поворота оси компоновки на центраторах (формулы 1.21 - 1.24), можно определить угол поворота оси долота от изгиба:

$$\theta_{0,1} = \theta_{0,1}^M + \theta_{0,1}^q, \quad \theta_{0,1}^M = -\frac{S_{1,1}^M}{EI a}, \quad \theta_{0,1}^q = -\frac{S_{1,1}^q}{EI a}$$

Подставив выражения для статических моментов эюр $S_{1,1}^M$, $S_{1,1}^q$, получим величину угла поворота оси долота:

$$\theta_d = -\left(\frac{M_1 a}{6EI} + \frac{qa^3}{24EI} \right) \quad (1.29)$$

На центраторах углы поворота определяются по формулам:

$$\theta_{c_1} = \frac{M_1 a}{3EI} + \frac{qa^3}{24EI} \quad (1.30)$$

$$\theta_{c_2} = \frac{M_1 b}{6EI} + \frac{M_2 b}{3EI} + \frac{qb^3}{24EI} \quad (1.31)$$

Расчеты по формулам (1.28) при различных значениях диаметров ОЦЭ и расстояний до мест их установки показали, что реакция Rc_1 в некоторых случаях становится отрицательной. Это означает, что центратор 1 находится во взаимодействии с верхней стенкой скважины.

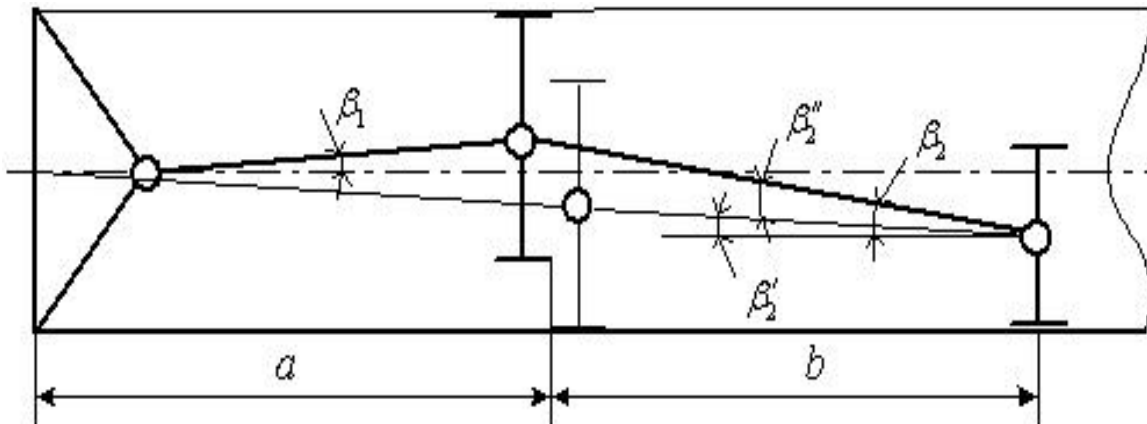


Рис. 1.9. Схема контакта первого центратора с верхней стенкой скважины
 а - расстояние от долота до первого центратора, b - расстояние между центраторами

Расчетные уравнения были выведены с использованием расчетной схемы, предусматривающей контакт всех ОЦЭ с нижней стенкой скважины и отрицательный результат в этом случае означает, что

к центратору должна быть приложена некая сила сверху, принудительно приводящая систему к заданной расчетной схеме. Естественно, что верхняя стенка не может прижимать центратор к нижней стенке скважины, поэтому расчет надо вести по схеме, показанной на рис. 1.9.

Из рисунка видно, что по сравнению с первой схемой изменился знак угла b_1 и величина угла b_2 .

$$b_2 = b_{21} + b_{211}$$

$$b_{21} = 2(Dd - Dc_2) / b, \quad b_{211} = 2(Dc_1 - Dc_2) / b,$$

$$b_2 = (2Dd - Dc_1 - Dc_2) / 2b$$

Эти значения вносятся в уравнения (1.25, 1.26) и при получении $RC_1 < 0$ по первой схеме расчет ведется по второй с учетом сделанных поправок.

Реакция на первом центраторе при расчете по второй схеме должна получаться отрицательной. Однако бывают варианты таких геометрических параметров КНБК, при которых по первой схеме $Rc_1 < 0$, переходим на вторую и получаем $Rc_1 > 0$. В этом случае некая сила, направленная со стороны нижней стенки скважины, приводит центратор в контакт с верхней, чтобы реализовалась вторая схема. Этого быть не может и означает то, что в данном режиме первый центратор вообще не взаимодействует со стенками скважины и работает только верхний центратор.

Компоновка должна быть спроектирована таким образом, чтобы исключить контакт любого центратора с верхней стенкой скважины.

1.6. Метод начальных параметров

Метод раскрытия статической неопределимости неразрезных многопролетных балок с помощью уравнений трех моментов имеет преимущества по сравнению с непосредственным интегрированием дифференциального уравнения упругой линии, но система уравнений остается довольно громоздкой. Кроме того, метод требует задания граничных условий, отражающих разновысотность опор, в виде углов несоосности расположения участков компоновки в скважине.

Нам представляется, что применительно к компоновкам с опорно-центрирующими элементами граничные условия на опорах лучше задавать не в виде углов, а в естественном виде, как известные величины прогибов балки, равные радиальному зазору между ОЦЭ и стенкой скважины (полуразности диаметров долота и соответствующего центратора). Реализация граничных условий таким способом возможна, если применить известный в сопротивлении материалов метод начальных параметров. Это строгий метод, так как основан на решении дифференциального уравнения упругой линии.

Суть его состоит в следующем. Расчетная схема приводится к виду, показанному на рис. 1.10 [19]. По методу начальных параметров для любого сечения балки можно

рассчитать величины прогиба и угла поворота сечения по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} EI\vartheta &= EJ\theta_0 + \sum \frac{Mc}{1!} + \sum \frac{Pc^2}{2!} + \sum \frac{qc^3}{3!}; \\ EIy &= EJy_0 + \frac{EJ\theta_0 x}{1!} + \sum \frac{Mc^2}{2!} + \sum \frac{Pc^3}{3!} + \sum \frac{qc^4}{4!}, \end{aligned} \right\} \quad (1.32)$$

где $3! = 1 \cdot 2 \cdot 3 = 6$; $4! = 1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4 = 24$.

В формулах (1.32) y_0, θ_0 - прогиб и угол поворота сечения в начале координат (начальные параметры).

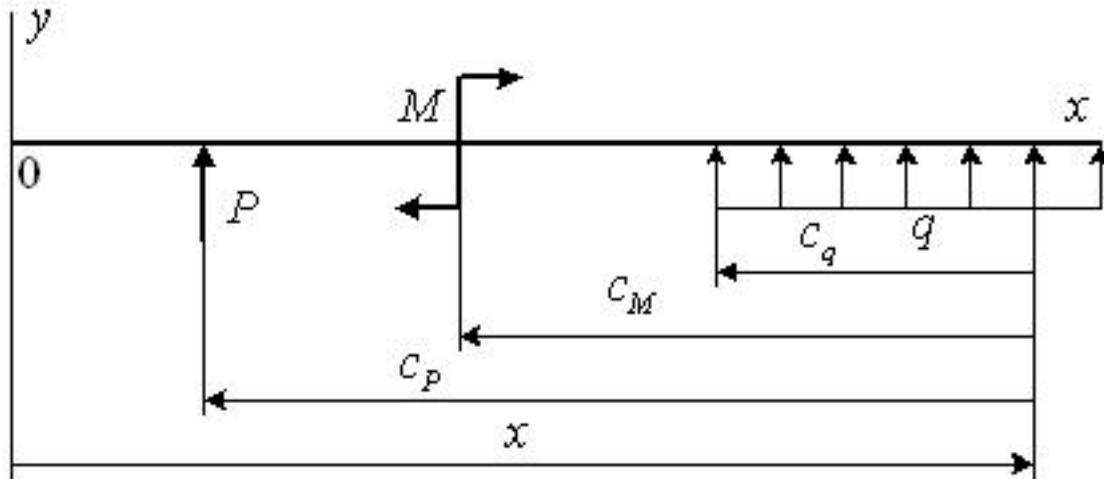


Рис. 1.10. Схема к методу начальных параметров

Решение можно значительно упростить, если избавиться от постоянных интегрирования, зависящих от угла поворота сечения и прогиба балки в начале координат (y_0, θ_0). Условия, при которых $y_0 = 0, \theta_0 = 0$ соответствуют точке К контакта забойного двигателя с нижней стенкой скважины (см. рис. 1.1), местоположение которой заранее неизвестно.

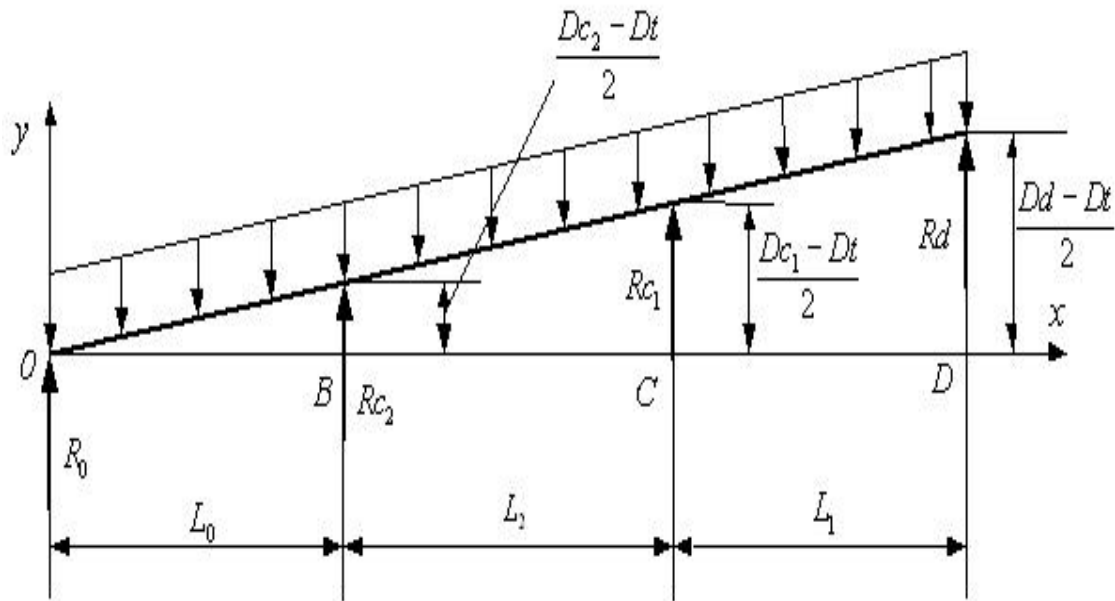


Рис. 1.11. Схема расчета компоновки по методу начальных параметров

Во всех известных нам публикациях начало координат располагается в центре долота. Расчетная схема с нетрадиционным расположением системы координат приведена на рис. 1.11, на котором показана ось КНБК с двумя центраторми. Точка D соответствует долоту, B, C - верхнему и нижнему центраторам, O - месту контакта забойного двигателя со стенкой скважины.

Уравнение прогибов (1.32) по методу начальных параметров, записанное применительно к рассматриваемой схеме с учетом начальных условий, для точки «B» имеет вид:

$$EIy_B = EI \frac{Dc_2 - Dt}{2} = \frac{R_0 \cdot L_0^3}{6} - \frac{q \cdot L_0^4}{24}; \quad (1.33)$$

для точки «C»:

$$EIy_c = EI \frac{Dc_1 - Dt}{2} = \frac{R_0 \cdot (L_0 + L_2)^3}{6} + \frac{Rc_2 \cdot L_2^3}{6} - \frac{q \cdot (L_0 + L_2)^4}{24}; \quad (1.34)$$

Для точки «D»:

$$EIy_D = EI \frac{Dd - Dt}{2} = \frac{R_0 \cdot (L_0 + L_2 + L_1)^3}{6} + \frac{Rc_2 \cdot (L_2 + L_1)^3}{6} + \frac{Rc_1 \cdot L_1^3}{6} - \frac{q \cdot (L_0 + L_2 + L_1)^4}{24}. \quad (1.35)$$

В формулах (1.33 - 1.35) обозначено:

$$y_B = \frac{Dc_2 - Dt}{2}; \quad y_C = \frac{Dc_1 - Dt}{2}; \quad y_D = \frac{Dd - Dt}{2}.$$

В рассматриваемой задаче имеется пять неизвестных величин: Rd , Rc_1 , Rc_2 , R_0 , L_0 . По методу начальных параметров записано три уравнения, т.е. их недостаточно для раскрытия статической неопределенности, и, действительно, применение метода начальных параметров описано в литературе только для статически определимых систем. Систему уравнений (1.33 - 1.35) можно дополнить двумя уравнениями равновесия: либо уравнениями моментов, либо одним уравнением моментов и одним уравнением проекций сил на ось y .

Уравнение моментов относительно точки «D»:

$$\begin{aligned} \sum M_D &= R_0(L_0 + L_2 + L_1) + Rc_2(L_2 + L_2) + Rc_1(L_1) = \\ &= q \cdot (L_0 + L_2 + L_1)^2 / 2 \quad (1.36) \end{aligned}$$

Уравнение моментов относительно точки «O»:

$$\begin{aligned} \sum M_0 &= Rd(L_0 + L_2 + L_1) + Rc_1(L_0 + L_2) + Rc_2 \cdot L_0 = \\ &= \frac{q(L_0 + L_2 + L_1)^2}{2}. \quad (1.37) \end{aligned}$$

Система уравнений (1.33 - 1.37) легко решается в любой математической системе, например, «MathCad» или «Maple». Результатом решения являются величины Rd , Rc_1 , Rc_2 , R_0 , L_0 . Зная R_0 , можно вычислить прогиб и угол поворота сечения в любой точке КНБК, подставляя в уравнения (1.32) нужную координату. Метод,

использующий уравнения трех моментов, такой возможности не предоставляет. При большом числе центраторов можно составить общее выражение, применимое к любому центратору, и запрограммировать решение получаемой системы уравнений. Но при этом число членов уравнений увеличивается (в методе трех моментов оно остается постоянным), поэтому желательно, чтобы количество центраторов не превышало 3-4, что вполне достаточно для расчетов реальных компоновок. Система уравнений (1.33 - 1.37) решалась в «Maple» при различных значениях зенитного угла и диаметров центраторов, и во всех рассмотренных случаях результаты расчета по МНП и методу трех моментов полностью совпали. Однако, не исключено, что при каких-то иных геометрических параметрах КНБК результаты расчетов указанными методами могут отличаться, и тогда выбор нужно будет сделать в пользу МНП ввиду более точного задания граничных условий.

Необходимо отметить, что МНП имеет ограничение в применении, связанное с условием постоянства жесткости по длине компоновки. Если в типовой КНБК на валу забойного двигателя используются переводники, они должны изготавливаться из УБТ (УБТС) диаметром 178 мм (диаметр долота 215,9 мм). Жесткость на изгиб турбобуров ЗТСШ1, А7ГТШ составляет 9400, 10000 кН·м², а УБТ-178 - 9667 кН·м² [20], т.е. при расчете типовой компоновки жесткость можно принять равной жесткости забойного двигателя. В иных случаях перед применением МНП нужно оценить степень влияния указанного фактора, например, методом трех моментов.

1.7. Метод конечных разностей (В работе над разделом принимал участие И.Ю.Крюков)

К недостатку рассмотренных выше методов расчета компоновок можно отнести начительное возрастание громоздкости или невозможность их решения при усложнении условий задачи, например, геометрических параметров КНБК, или при включении в расчетную схему нагрузки на долото и т.д. В связи с появлением мощных математических программ (MatLab, Maple, Mathematica и др.) за последние годы значительно возросла роль численных методов, одним из которых является метод конечных разностей (МКР). Применение МКР рассмотрено ниже на примере расчета компоновки без опорно-центрирующих элементов, схема которой показана на рис. 1.12 (положительное направление оси у здесь направлено вниз).

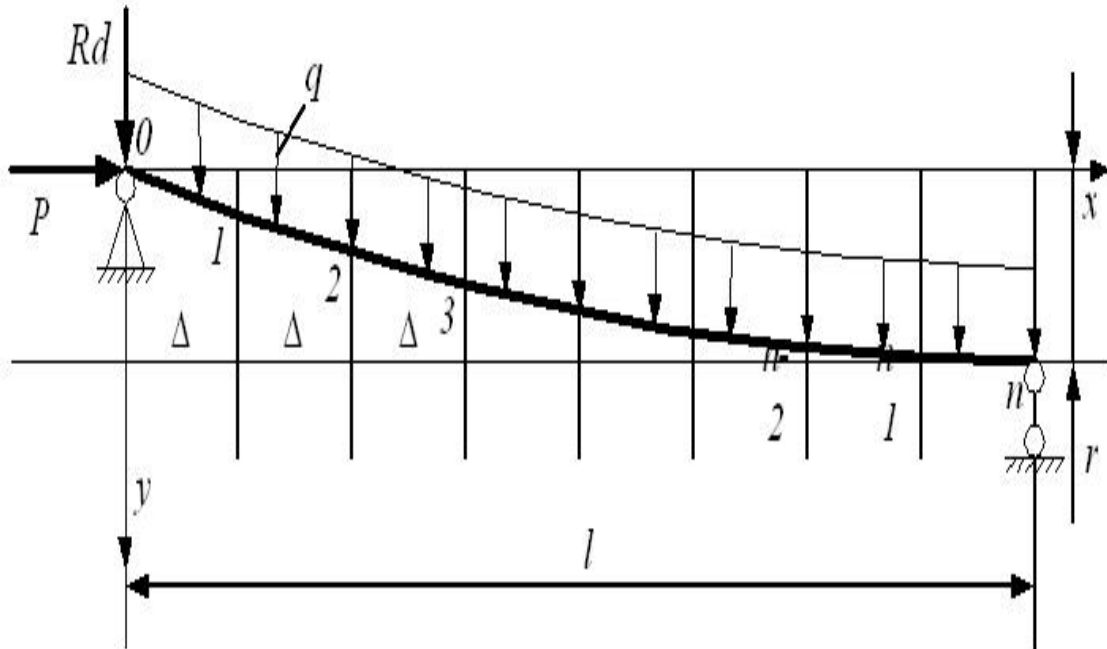


Рис. 1.12. Расчетная схема к методу конечных разностей

На схеме обозначено: P - осевая нагрузка на долото, Rd - реакция на долоте, q - поперечная составляющая веса в жидкости одного метра КНБК, взятая с учетом величины зенитного угла, $r = (Dd - Dt) / 2$ - величина прогиба компоновки в точке n . Предварительное значение длины l можно вычислить по формуле:

$$l = \sqrt[4]{12 EI (Dd - Dt) / q}$$

где Dd , Dt - диаметры долота и турбобура.

Дифференциальное уравнение упругой линии для приведенной схемы имеет вид:

$$EIy'' = Rd \cdot x - Py + qx^2 / 2, \quad (1.38)$$

где EI - жесткость КНБК на рассматриваемом участке, а без учета осевой силы:

$$EIy'' = Rd \cdot x + \frac{qx^2}{2}, \quad (1.39)$$

Продифференцировав два раза выражения (1.38) и (1.39) получим:

$$EIy^{IV} = -Py'' + q, \quad (1.40)$$

$$EIy^{IV} = q. \quad (1.41)$$

Граничные условия (ГУ):

$$y(0) = 0; \quad y''(0) = 0; \quad y(l) = r; \quad y'(l) = 0; \quad y''(l) = 0. \quad (1.42)$$

y'' , y' определяют изгибающий момент и угол поворота соответствующего сечения КНБК. Рассматриваемый участок компоновки разбивается сеткой на n интервалов с шагом $\Delta = l/n$ (см. рис. 1.12).

Производные в уравнениях (1.40, 1.41) заменяются конечными разностями:

$$f_i''' = \frac{f_{i-1} - 2f_i + f_{i+1}}{\Delta^2},$$

$$f_i^{IV} = \frac{f_{i-2} - 4f_{i-1} + 6f_i - 4f_{i+1} + f_{i+2}}{\Delta^4}. \quad (1.43)$$

Дифференциальное уравнение (1.40), записанное для узла i после замены производных конечными разностями и некоторых преобразований превратится в линейное алгебраическое уравнение, неизвестными в котором являются 5 значений прогибов КНБК в пяти узлах:

$$y_{i-2} + \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_{i-1} + \left(6 - \frac{2P\Delta^2}{EI} \right) y_i +$$

$$\left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_{i+1} + y_{i+2} = \frac{q\Delta^4}{EI}. \quad (1.44)$$

Применяя формулу (1.44) к узлам (1) и $(n - 1)$, получим узлы с номерами (-1) и $(n+1)$, выходящие за пределы КНБК. Значения функций в них определяются с помощью граничных условий (1.42):

$$0 = (y_{-1} + y_1) / \Delta^2 \Rightarrow y_{-1} = -y_1;$$

$$0 = \frac{-y_{n-1} + y_{n+1}}{2\Delta}; 0 = \frac{y_{n-1} - 2y_n + y_{n+1}}{\Delta^2};$$

$$y_n = r; y_{n+1} = y_{n-1} = y_n = r. \quad (1.45)$$

Полученная с учетом (1.45) система уравнений имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(5 - \frac{2P\Delta^2}{EI} \right) y_1 + \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_2 + y_3 = \frac{q\Delta^4}{EI}; \\ \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_1 + \left(6 - \frac{2P\Delta^2}{EI} \right) y_2 + \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_3 + y_4 = \frac{q\Delta^4}{EI}; \\ \dots \\ y_{n-5} + \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_{n-4} + \left(6 - \frac{2P\Delta^2}{EI} \right) y_{n-3} + \end{array} \right.$$

продолжение системы на следующей странице

$$\left\{ \begin{array}{l} \dots + \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_{n-2} = \frac{q\Delta^4}{EI} - r \\ y_{n-5} + \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_{n-4} + \left(6 - \frac{2P\Delta^2}{EI} \right) y_{n-3} + \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_{n-2} = \frac{q\Delta^4}{EI} - r; \\ y_{n-4} + \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_{n-3} + \left(6 - \frac{2P\Delta^2}{EI} \right) y_{n-2} = \frac{q\Delta^4}{EI} - \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 3 \right) r, \\ y_{n-3} + \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4 \right) y_{n-2} = \frac{q\Delta^4}{EI} - \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 3 \right) r. \end{array} \right. \quad (1.48)$$

Решение данной системы можно представить в матричном виде $Y = A^{-1} \cdot B$

(1.49)

Вектор свободных членов «В», транспонированный в матрицу-строку для удобства записи, имеет вид:

$$B^T = \left[q\Delta^4 / EI \quad q\Delta^4 / EI \dots q\Delta^4 / EI - r \quad 0 \right] \quad \text{При}$$

формировании матрицы «А сначала была образована нулевая матрица, которая затем заполнялась с помощью циклической процедуры.

$$A = \begin{pmatrix} \left(5 - \frac{2P\Delta^2}{EI}\right) & \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4\right) & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4\right) & \left(6 - \frac{2P\Delta^2}{EI}\right) & \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4\right) & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4\right) & \left(6 - \frac{2P\Delta^2}{EI}\right) & \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4\right) & 1 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4\right) & \left(6 - \frac{2P\Delta^2}{EI}\right) & \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 4\right) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \left(\frac{P\Delta^2}{EI} - 3\right) & \left(2 - \frac{P\Delta^2}{EI}\right) \end{pmatrix}.$$

Решение уравнения (1.49) реализовано в MatLab. Результат решения выводится в виде вектора, элементами которого являются величины прогибов (y_i) компоновки в узловых точках.

Записав формулу (1.38) через конечные разности (1.43), можно по найденным значениям y_i определить реакцию на долоте:

$$Rd = \left(-2y_1 + y_2 - \frac{q\Delta^4}{2EI} \right) \frac{EI}{\Delta^3} + \frac{Py_1}{\Delta} \quad (1.50)$$

Аналогично рассчитываются и реакции на центраторах.

Отклонение от точных решений для величины реакции на долоте при числе разбиений $n = 100$ составило 0,25%, если учитывалась нагрузка на долото, и 0,00053% без её учета (при $n=500$, соответственно, 0,048 и 0,00045%). Длину l можно уточнить по значениям прогибов компоновки в узловых точках. Решения, полученные с помощью МКР для компоновок с центраторами, позволили установить, что влияние осевой нагрузки на величины реакций на долоте и центраторах в большинстве случаев незначительны, и её можно не учитывать.

1.8. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов компоновок

В соответствии с принятой расчетной схемой (см. рис.1.1, 1.11) компоновка испытывает поперечный изгиб, при котором внутренними силовыми факторами являются поперечная сила Q и изгибающий момент M . Эти факторы определяют форму оси компоновки и возникающие реакции на долоте и опорно-центрирующих элементах. В методе расчета с помощью уравнений трех моментов скачки на эпюре поперечных сил являются реакциями на долоте и ОЦЭ. Изгибающие моменты на различных элементах компоновки входят в некоторые расчетные формулы, например, для определения углов поворота сечений КНБК, или для оценки характеристик их жесткости [20]. Следовательно, для полного анализа состояния низа бурильной колонны необходимо знать распределение по её длине величин Q и M .

Для построения эпюр удобна расчетная схема метода начальных параметров, для реализации которой применим математическую программу «Maple». Сначала для выбранного варианта рассчитываются величины R_0 , R_{c1} , R_{c2} , L любым из приведенных выше методом, и эти данные вносятся в программу для построения эпюр Q и M , которая приведена ниже (в программе индексы при переменных перенесены в строку).

```
> L1:=2.2: L2:=4: ZEN:=60:
alfa:=3.14*ZEN/180: q:=1.36*sin(alfa):
Rc1:=2.03: Rc2:=8.4:
R0:=3.04: L:=6.5:
Q:=piecewise(x<L,R0- q*x,
x<(L+L2), R0+Rc2-q*x,
x<(L+L2+L1), R0+Rc2+Rc1-q*x):
M:=piecewise(x<L, R0*x-q*x^2/2,
x<(L+L2), R0*x+Rc2*(x-L)- q*x^2/2,
x<(L+L2+L1),R0*x+Rc2*(x-L)+Rc1*(x-L-L2)-q*x^2/2):
plot(Q,x=0..12.7,color=black,thickness=3);
plot(M,x=0..12.7,color=black,thickness=3);
```

В приведенном тексте программы функция «piecewise» позволяет вводить кусочно-непрерывные переменные величины по участкам, т. е. уравнения поперечных сил и изгибающих моментов.

В результате исполнения программы получаем эпюры Q и M , представленные на рис.1.13 - 1.16 для двух вариантов компоновок:

1) $D_{c1}=0,212$ м; $D_{c2}=0,206$ м; $L_1=2,2$ м; $L_2=4$ м; $\alpha=60^\circ$;

2) то же при $L_2 = 10$ м.

Предварительно рассчитанные величины:

1) $R_{c1} = 2,03$ кН; $R_{c2} = 8,4$ кН; $R_0 = 3,04$ кН; $L_0 = 6,5$ м;

2) $R_{c1} = 9,66$ кН; $R_{c2} = 12,7$ кН; $R_0 = 3,04$ кН; $L_0 = 7,46$ м.

На эпюре поперечных сил положительные скачки соответствуют реакциям со стороны нижней стенки скважины. Отрицательной является только реакция на долоте во втором варианте. В тех сечениях компоновки, где линия Q пересекает ось, на эпюре M имеется экстремум. В сечениях $x = 0$ (точка контакта забойного двигателя со стенкой скважины) и $x = L_1 + L_2 + L_0$ (долото) изгибающий момент равен нулю, как это определено ранее граничными условиями.

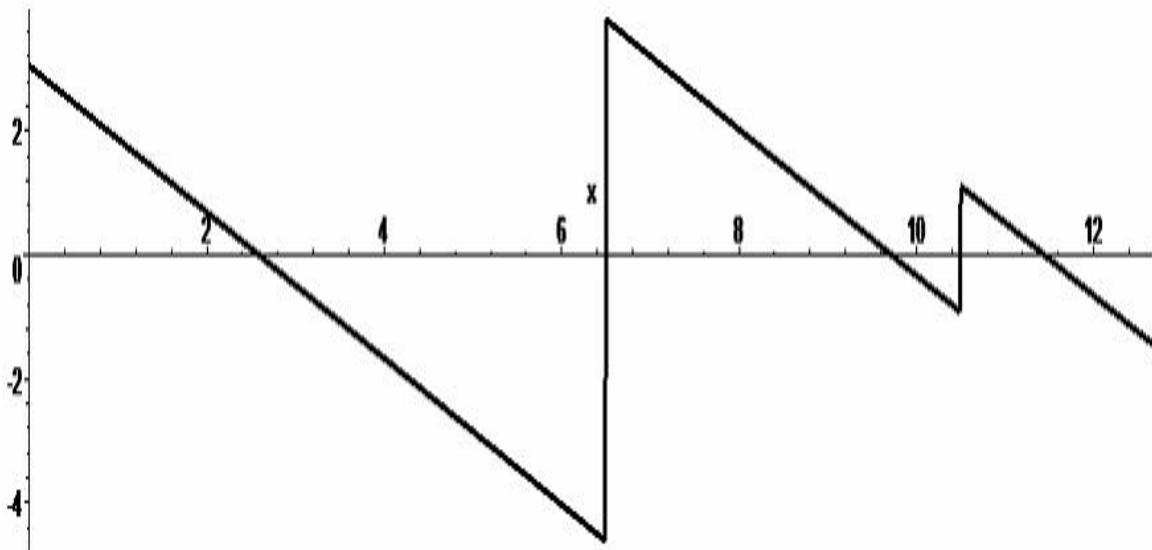


Рис. 1.13. Эпюра поперечных сил по варианту 1 компоновки

$D_{c1} = 0,212$ м; $D_{c2} = 0,206$ м; $L_1 = 2,2$ м; $L_2 = 4$ м; $\alpha = 60^\circ$

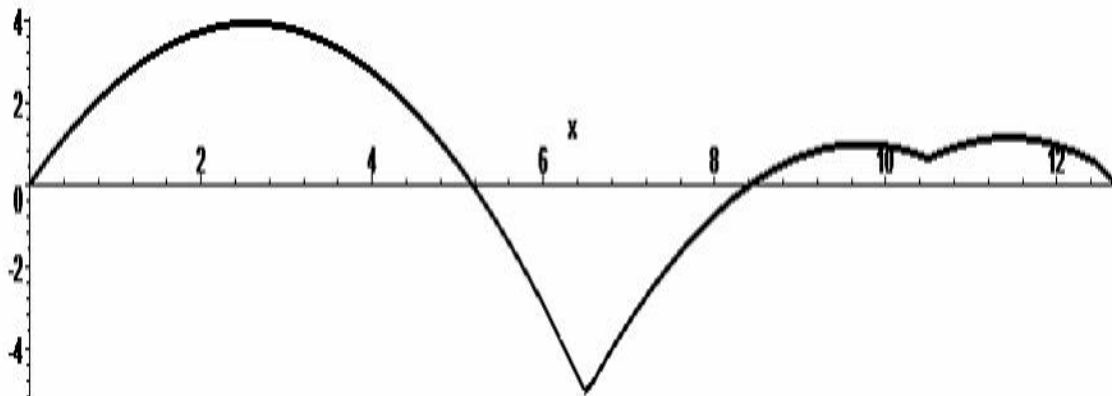


Рис. 1.14. Эпюра изгибающих моментов по варианту 1 компоновки

$D_{c1} = 0,212$ м; $D_{c2} = 0,206$ м; $L_1 = 2,2$ м; $L_2 = 4$ м; $\alpha = 60^\circ$

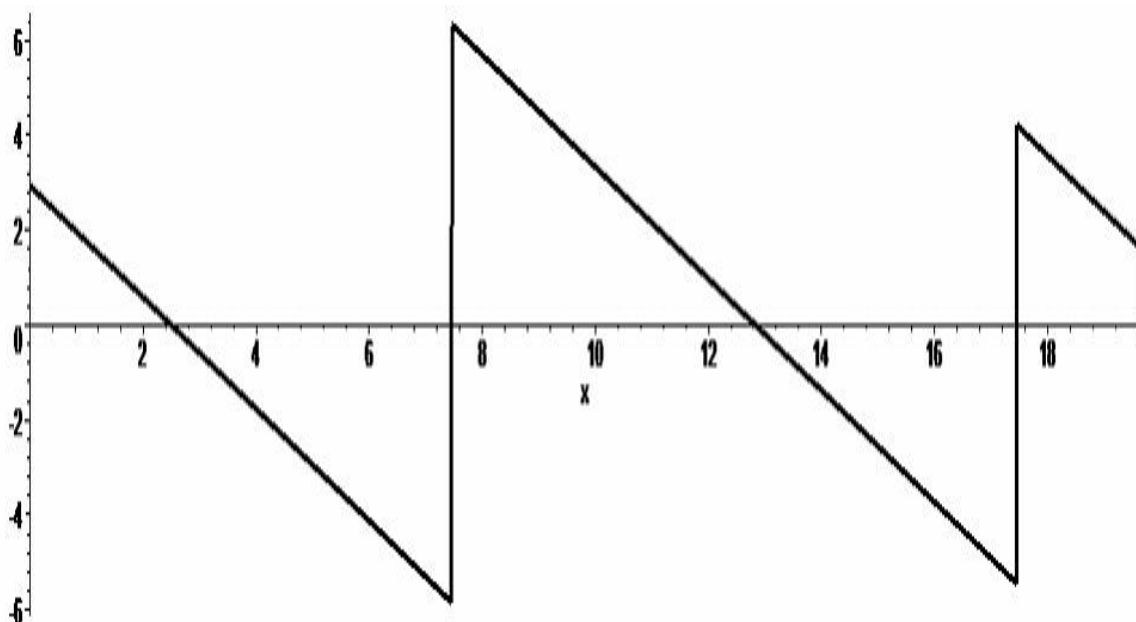


Рис. 1.15. Эюра поперечных сил по варианту 2 компоновки

$D_{c_1} = 0,212$ м; $D_{c_2} = 0,206$ м; $L_1 = 2,2$ м; $L_2 = 10$ м; $\alpha = 60^\circ$

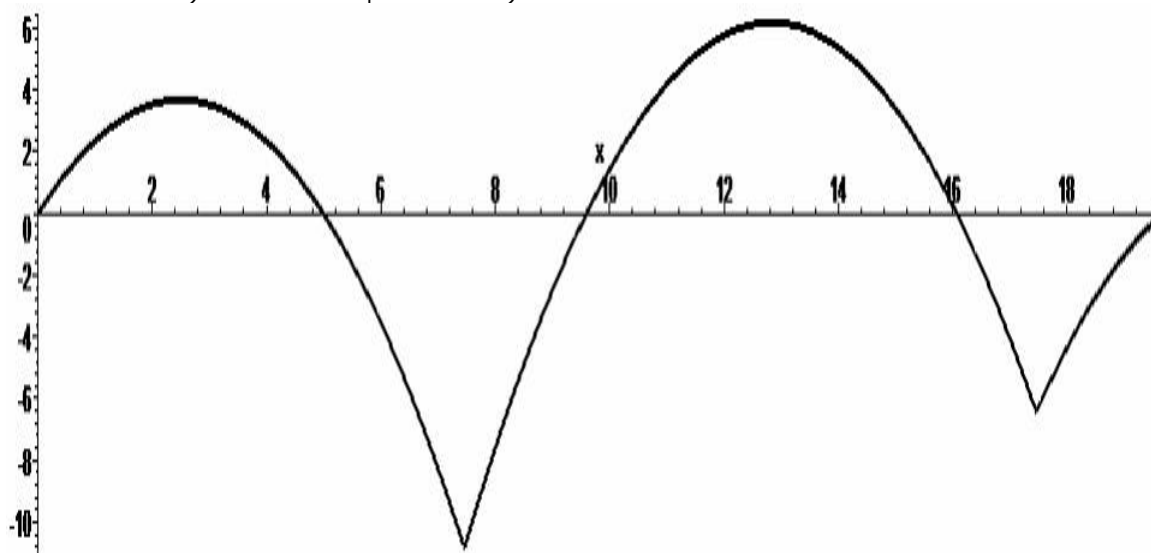


Рис. 1.16. Эюра изгибающих моментов по варианту 2 компоновки

$D_{c_1} = 0,212$ м; $D_{c_2} = 0,206$ м; $L_1 = 2,2$ м; $L_2 = 10$ м; $\alpha = 60^\circ$

Внешний вид эюр дает наглядное представление о качестве компоновки, например, в варианте 1 очень неравномерное распределение величин Q и M . Первый центратор недогружен, а второй перегружен, направление реакции на долоте соответствует падению зенитного угла.

1.9. Искривление скважины и отклоняющий фактор

На процесс искривления скважины влияет много различных факторов [20, 21]. Из всего их многообразия наибольший интерес представляют доминирующие факторы, которые поддаются математическому описанию. Наиболее наглядной представляется математическая модель искривления скважины, разработанная под руководством М.П.Гулизаде [13, 16, 22 и др.]. Для скважины, искривленной в вертикальной плоскости, она имеет вид [13, 22]:

$$i_{\alpha} = \frac{2}{L} \left[\beta + \theta + \eta - \frac{h}{2} \sin 2(\alpha \pm \gamma) \right]. \quad (1.51)$$

В формуле (1.51) i_{α} - интенсивность изменения угла;

β - угол перекося оси компоновки (см. рис. 1.1), он определяется радиальным зазором и длиной направляющего участка, которым может быть расстояние между долотом и первым центратором;

θ - угол изгиба оси компоновки у долота;

h - индекс анизотропии горных пород, имеющих угол напластования γ .

Выражение в квадратных скобках названо авторами отклоняющим фактором Φ , имеющим размерность угла и наглядную геометрическую интерпретацию. Относительное влияние на искривление скважины компонентов отклоняющего фактора может сильно изменяться в зависимости от типа КНБК, кривизны и состояния ствола скважины, режима бурения и т.д.

Несоосность компоновки с осью скважины определяется из геометрических условий: $\beta = (Dd - Dt) / 2L$. Величина β определяет способность КНБК к искривлению скважины за счет неравномерного (асимметричного) разрушения забоя. Геометрически этот процесс можно представить как движение хорды длиной L по дуге окружности, радиус которой определяется радиальным зазором и длиной направляющего участка. Этот компонент отклоняющего фактора почти всегда способствует увеличению зенитного угла.

Угол поворота оси долота θ зависит от формы изогнутой оси направляющего участка КНБК и может способствовать как увеличению, так и уменьшению зенитного угла. Он влияет на искривление скважины также за счет асимметричного разрушения забоя. В отличие от величины β , зависящей от геометрических размеров КНБК, для определения угла θ необходимо выполнить расчеты компоновки на изгиб.

Компонент η отклоняющего фактора определяет способность компоновки искривлять скважину за счет фрезерования её стенки боковой поверхностью долота и выражается формулой: $\eta = f Rd / P$, где f - коэффициент фрезерующей способности долота; Rd, P - соответственно, реакция на долоте и осевая нагрузка. Величина η - это угол между осевой составляющей скорости долота V_{oc} и результирующей V . Обозначив $V_{\phi} = k_1 Rd$ и $V_{oc} = k_2 P$, получим [13]:

$$\eta = k_1 Rd / k_2 P = f Rd / P \quad (1.52)$$

Очевидно, что для всех долот $k_1 < k_2$, поэтому $f = k_1/k_2 < 1$.

В работе [23] приведены данные о коэффициенте фрезерующей способности

долота, полученные обработкой промысловых данных по месторождениям Западной Сибири. Он составляет 0,096 и 0,113 для долот, соответственно, с твердосплавным вооружением и фрезерованным зубом. Существует другой подход к оценке фрезерирующей способности долота по геометрическим характеристикам его конструкции [20], но он более подходит для исследования работы отклоняющих компоновок.

Последний компонент отклоняющего фактора в формуле (1.51) учитывает анизотропные свойства горных пород. Для условий Западной Сибири можно принять $\gamma = 0$, тогда величина рассматриваемого компонента определится зенитным углом α и индексом анизотропии h , и его действие направлено на уменьшение зенитного угла. Для месторождений Западной Сибири величина h определена в пределах $h = 0,0058 \div 0,0076$ [23].

Работа компоновок далее будет рассматриваться с учетом формулы (1.51).

ГЛАВА 2. РАСЧЕТЫ КОМПОНОВОК С КАЛИБРАТОРОМ В КАЧЕСТВЕ ОПОРНО-ЦЕНТРИРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА

Одним из наиболее ответственных этапов проводки наклонных скважин является бурение участка, на котором применяются неориентируемые компоновки нижней части бурильной колонны (КНБК). Чаще всего это участки стабилизации зенитного угла (α) или его малоинтенсивного изменения. При наличии центраторов на корпусе забойного двигателя (ЗД) КНБК применяются в основном для стабилизации α . С их помощью нельзя получить интенсивное его увеличение, а это часто требуется на практике, например, когда фактический зенитный угол ниже проектного, и есть угроза непопадания скважины в заданный круг допуска. При этом применение ориентируемых КНБК, конечно, крайне нежелательно.

Для неориентируемого набора зенитного угла во многих районах страны до настоящего времени широко применяются компоновки с калибраторами (рис. 2.1). Как отмечается в работе [20], в Западной Сибири с целью увеличения отклоняющей силы на долоте применяется КНБК с калибратором, устанавливаемым непосредственно над долотом. Такая практика действительно существует, однако, она требует анализа и оценки.

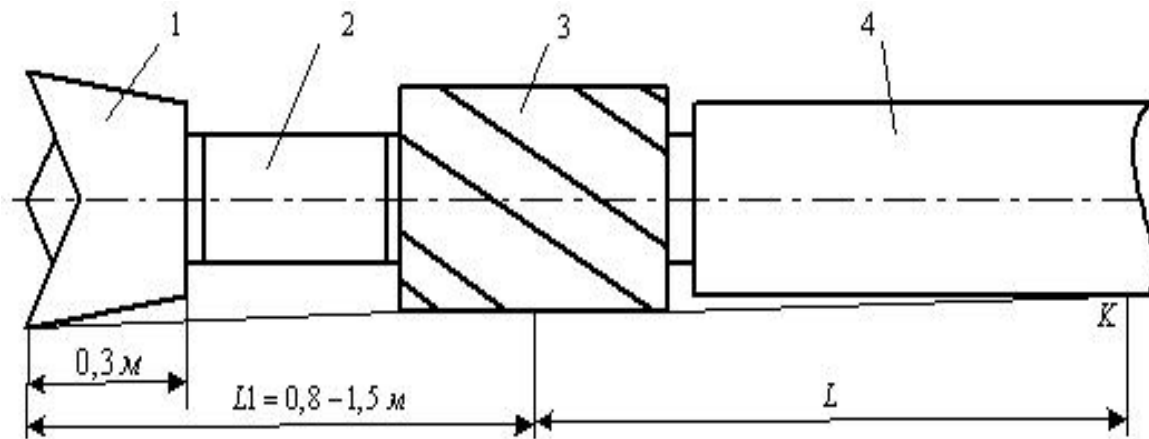


Рис. 2.1. Схема компоновки с калибратором

1 - долото, 2 - калибратор, 3 - переводник, 4 - забойный двигатель

2.1. Расчет с помощью уравнений трех МОМЕНТОВ

В отличие от рассмотренной ранее компоновки с двумя центраторами (см. п. 1.5) здесь имеется всего два участка. Уравнения трех моментов составляются для шарнира, заменяющего калибратор, и для шарнира, расположенного в точке контакта забойного двигателя со стенкой скважины. Ниже приводится решение задачи в системе «MathCad». Строки, являющиеся текстом программы, набраны в редакторе формул MathType-Equation (курсив).

Сначала вводим исходные данные, в первую очередь, для удобства, те, которые будут варьироваться в процессе расчета.

$$D_k := 0.214 \quad L_1 := 1.2 \quad Zen := 30 \quad (2.1)$$

Были введены: диаметр калибратора, расстояние между ним и долотом (в метрах) и зенитный угол (в градусах). Далее вводим, соответственно, жесткость на изгиб забойного двигателя ($\text{кН} \cdot \text{м}^2$), диаметры долота и забойного двигателя (м):

$$EI := 9408 \quad D_d := 0.2159 \quad D_t := 0.195$$

Вводим производные величины: для перевода градусов в радианы (α) и поперечную составляющую веса забойного двигателя (кН/м):

$$\alpha := \pi \cdot \frac{Zen}{180} \quad q := 1.36 \cdot \sin(\alpha)$$

Коэффициент 1.36 вычислен для турбобура диаметром 195 мм с учетом архимедовой силы. В программе «MathCad» каждому неизвестному перед вводом уравнений необходимо задать некоторые начальные значения, находящиеся по возможности ближе к решениям. Если существует несколько решений, будет выдано

то из них, которое находится ближе к начальному значению. У нас представление есть только о величине L, поэтому вводим:

$$Rd := 0 \quad Rk := 0 \quad L := 7 \quad \theta := 0 \quad M := 0$$

В общем случае каждое уравнение содержит три неизвестных момента. В рассматриваемом случае имеется только один неизвестный момент - на шарнире, заменяющем калибратор. Вводим ключевое слово «Given», а после него систему уравнений:

Given

$$a \cdot \frac{M}{3 \cdot EI} + q \cdot \frac{a^3}{24 \cdot EI} + M \cdot \frac{L}{3 \cdot EI} + q \cdot \frac{L^3}{24 \cdot EI} + \frac{(Dk - Dt)}{2 \cdot L} = \frac{(Dd - Dk)}{2 \cdot L1}$$

$$\frac{M \cdot L^2}{6 \cdot EI} + \frac{q \cdot L^4}{24 \cdot EI} = \frac{(Dk - Dt)}{2}$$

Введены два основных уравнения, позволяющие определить главные неизвестные M, L. Напомним, что знак равенства нельзя набирать с клавиатуры, а только с панели булевых операторов. Для определения интересующих нас величин Rd, Rk, θ нужно ввести дополнительные уравнения:

$$Rd = q \cdot \frac{L1}{2}$$

$$Rk = q \cdot \frac{L1}{2} + q \cdot \frac{L}{2} - \frac{M}{L1} - \frac{M}{L}$$

$$\theta = - \left(\frac{M \cdot L1}{6 \cdot EI} + \frac{q \cdot L1^3}{24 \cdot EI} \right)$$

С помощью функции «Find» решаем систему из 5 уравнений:

$$v := \text{Find}(Rd, Rk, \theta, L, M)$$

Решение выдается в виде вектора результатов в порядке их перечисления в функции «Find»:

$$v = \begin{pmatrix} -5.196 \\ 9.795 \\ 1.377 \times 10^{-4} \\ 8.906 \\ -6.724 \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

Меняя входные данные (см. формулу (2.1)), получаем нужные нам решения.

2.2. Расчет методом начальных параметров в «Maple»

Расчетная схема метода начальных параметров приведена на рис. 2. 2. Далее приводится расчет в среде «Maple», являющейся одной из самых мощных систем символьной математики. Строки, являющиеся текстом программы, отмечены знаком «>», кроме того, в Maple используется шрифт «Courier New».

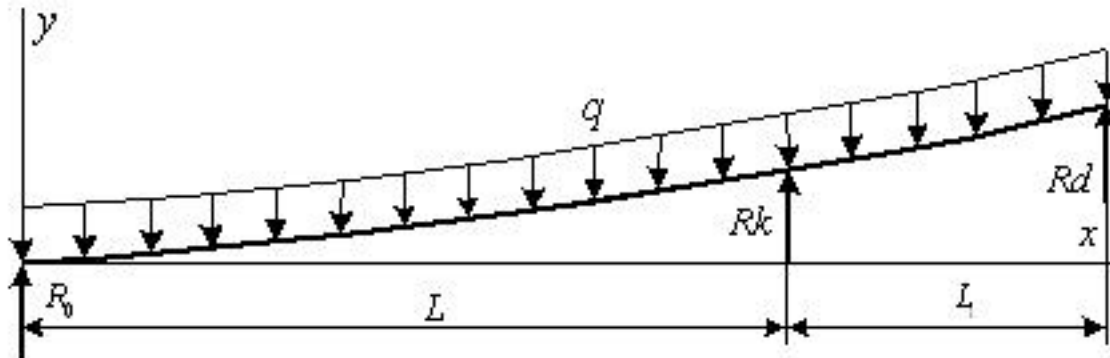


Рис. 2.2. Расчетная схема метода начальных параметров

R_d , R_k , R_0 - реакции на долоте, калибраторе, в точке контакта забойного двигателя со стенкой скважины, соответственно

Сначала вводим исходные данные, в первую очередь подлежащие изменению в процессе расчета:

> **Dk:=0.214: L1:=1.2: Zen:=30:**

Введены: диаметр калибратора, расстояние между ним и долотом (в метрах) и зенитный угол (в градусах). Далее вводим, соответственно, жесткость на изгиб забойного двигателя ($\text{kH} \cdot \text{m}^2$), диаметры долота и забойного двигателя (м):

> **EI:=9408: Dd:=0.2159: Dt:=0.195:**

Двоеточие ставится для подавления вывода на экран результатов присвоения. Вводим производные величины: для перевода градусов в радианы (alfa) и поперечную составляющую веса забойного двигателя (kH/m):

> **alfa:=3.14*Zen/180: q:=1.36*sin(alfa):**

Коэффициент 1.36 вычислен для турбобура диаметром 195 мм с учетом плотности промывочной жидкости. Теперь системе уравнений метода начальных параметров присваиваем имя a1 и вводим эту систему:

> **a1:={R0*(L+L1)+Rk*L1=q*(L+L1)^2/2,**

Введено уравнение моментов относительно центра долота. Отметим, что Maple не обращает внимания на пробелы, переход на другую строку, разрывы формул в любом месте и т.п., что очень удобно. Кроме того, разрешается делать любые правки текста программы, чего нельзя сказать, например, о «MatLab». Далее вводим уравнение проекций сил на ось y:

> **R0+Rk+Rd=q*(L+L1):**

Вводим уравнение метода начальных параметров, определяющее величину прогиба оси КНБК в центре долота (см. рис. 2.2):

> **EI*(Dd-Dt)/2=Rk*L1^3/6+L*(L1+L)^3/6-q*(L1+L)^4/24,**

Уравнение прогиба оси КНБК на калибраторе:

> **EI*(Dk-Dt)/2=R0*L^3/6-q*L^4/24, L>0,**

Если не поставить условие для L (внутри фигурных скобок, в любом месте), Maple может выдать несколько ненужных решений, включающих даже комплексные числа. Введенная система уже может быть решена, но мы введем еще два уравнения, чтобы вывести на экран значения углов поворота оси КНБК на долоте и калибраторе:

> **Ugd=(R0*(L+L1)^2/2+Rk*L1^2/2-q*(L+L1)^3/6)/EI,**

> **Ugk=(R0*L^2/2-q*L^3/6)/EI):**

С помощью функции «solve» решаем введенную систему уравнений, перечислив в фигурной скобке искомые неизвестные (имя a2 можно и не присваивать):

> **a2:=solve(a1,{Rd,Rk,R0,L,Ugd,Ugk});**

Решение будет выдано в произвольном порядке (в «MathCad», например, в порядке перечисления неизвестных). Знак «;» служит для вывода на экран результатов. А теперь запишем программу без комментариев вместе с полученным после нажатия <Enter> результатом расчета:

> **Dk:=0.214: L1:=1.2: Zen:=40:**

> **EI:=9408: Dd:=0.2159: Dt:=0.195:**

> **alfa:=3.14*Zen/180: q:=1.36*sin(alfa):**

> **a1:={R0*(L+L1)+Rk*L1=q*(L+L1)^2/2,**

> **R0+Rk+Rd=q*(L+L1):**

> **EI*(Dd-Dt)/2=Rk*L1^3/6+**

L*(L1+L)^3/6-q*(L1+L)^4/24,

> **EI*(Dk-Dt)/2=R0*L^3/6-q*L^4/24,**

L>0,

> **Ugd=(R0*(L+L1)^2/2+Rk*L1^2/2-q*(L+L1)^3/6)/EI,**

> **Ugk=(R0*L^2/2-q*L^3/6)/EI):**

> **a2:=solve(a1,{Rd,Rk,R0,L,Ugd,Ugk});**

a2:={L0=8.907285705, Rd=-5.194329484, Rk=9.791766092, Ugd=0.0006539565806,

$U_{gd}=0.001072288549, R_0=2.272357521\}$

Просим читателя сравнить полученное решение с выражением (2.2) (о расхождении значений U_{gd} и θ речь пойдет ниже). В таблице 2.1 приведены результаты расчета реакций на долоте и калибраторе (R_d, R_k), длины участка между калибратором и точкой контакта ЗД со стенкой скважины L , угла поворота оси долота, обозначенного U_{gd} в МНП и θ в методе ЗМ. Во второй строке в скобках приведены результаты расчета методом начальных параметров.

Таблица 2.1

Сравнение результатов расчета КНБК методами ЗМ и МНП

Диаметр калибратора 214 мм, зенитный угол 30 град							
L1, м	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Rd, кН (МНП)	-1,727 (-1,724)	-6,654 (-6,652)	-6,68 (-6,678)	-5,968 (-5,966)	-5,196 (-5,194)	-4,498 (-4,497)	3,892 (-3,891)
Rk, кН	4,695 (4,690)	10,391 (10,387)	10,809 (10,805)	10,36 (10,357)	9,795 (9,792)	9,273 (9,270)	8,825 (8,823)
L, м	7,642 (7,643)	8,340 (8,341)	8,652 (8,653)	8,815 (8,816)	8,906 (8,907)	8,959 (8,959)	8,988 (8,989)
θ , рад	$5 \cdot 10^{-6}$	$4 \cdot 10^{-5}$	$8 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$1,4 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$	$1,9 \cdot 10^{-4}$
U_{gd}	(0,0024)	(0,0015)	(0,0011)	(0,0008)	(0,0006)	(0,0005)	(0,0004)

Таблица 2.2

Сравнение результатов расчета КНБК методами ЗМ и МНП при диаметре калибратора 215,9 мм

L_1 , м	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Rd, кН (ЗМ)						
Rk, кН						
L, м						
U_{gd}						
θ , рад						

Результаты расчета двумя различными методами, выполненные в разных математических программах, при диаметре калибратора 214 мм практически совпадают. Расхождения наблюдаются лишь в четвертой значащей цифре. Но значения углов поворота оси долота совершенно несопоставимы между собой. Однако, при диаметре калибратора 215,9 мм значения углов поворота долота оказались одинаковыми при расчете обоими методами (табл.2.2). В пяти последних ячейках таблицы 2.2 приведены совпавшие величины θ и U_{gd} . Дело в том, что по методу начальных параметров вычисляемый угол (U_{gd}) определяется по отношению к оси x в системе координат $x - y$ (рис. 2.3), а по методу, основанному на применении уравнений трёх моментов (ЗМ) в силу специфики задания граничных условий по С.П.Тимошенко, определяется угол θ (см. рис. 2.3).

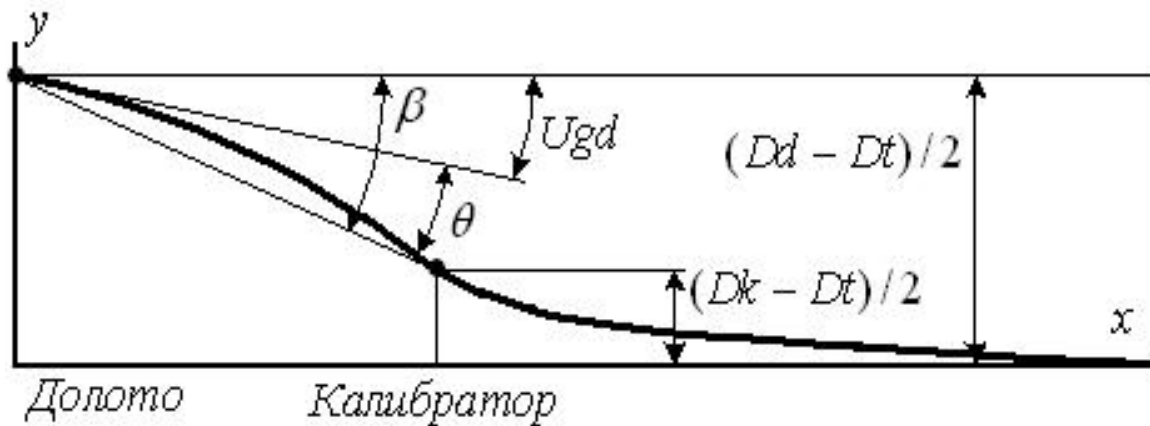


Рис. 2.3. Соотношение между углами поворота оси долота по методам МНП и ЗМ

Точками показаны центры долота и калибратора

Из рис. 2.3 видно, что

$$Ugd = \beta - \theta \quad (2.3)$$

В формуле (2.3) β - угол несоосности участка компоновки между долотом и калибратором (знак соответствует данной схеме):

$$\beta = (Dd - Dk) / 2 L_1 \quad (2.4)$$

Если диаметр калибратора равен диаметру долота (215,9 мм), $\beta = 0$, и

$$Ugd = -\theta$$

Для проверки этих предположений по формулам (2.3 - 2.4) были выполнены расчеты при следующих данных: $Dk = 214$ мм, $\alpha = 30$ град (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Соотношение между углами θ и Ugd

L_1 , м	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
β , рад	0,001573	0,001187	0,00095	0,00079	0,00068
θ , рад	$4,309 \cdot 10^{-5}$	$7,728 \cdot 10^{-5}$	$1,087 \cdot 10^{-4}$	$1,377 \cdot 10^{-4}$	$1,644 \cdot 10^{-4}$
Ugd	0,00154	0,00111	0,00084	0,00065	0,00051
$\beta - \theta$	0,00154	0,00111	0,00084	0,00065	0,00051

Из полученных данных видно, что действительно методами МНП и ЗМ определяются разные углы. Это положение необходимо учитывать, рассматривая вопрос о критерии оптимизации при проектировании КНБК (об этом речь пойдет ниже). Необходимо отметить, что при непосредственном интегрировании дифференциального уравнения упругой линии система отсчета для угла поворота оси долота такая же, как в методе начальных параметров.

2.3. Зависимость реакций на долоте и калибраторе от геометрических параметров КНБК

По приведенным выше методикам были рассчитаны значения реакций на долоте и калибраторе в зависимости от расположения калибратора и его диаметра при двух характерных значениях зенитного угла 30 и 80 градусов. Компоновка типовая: долото диаметром 215,9 мм, забойный двигатель - 195 мм.

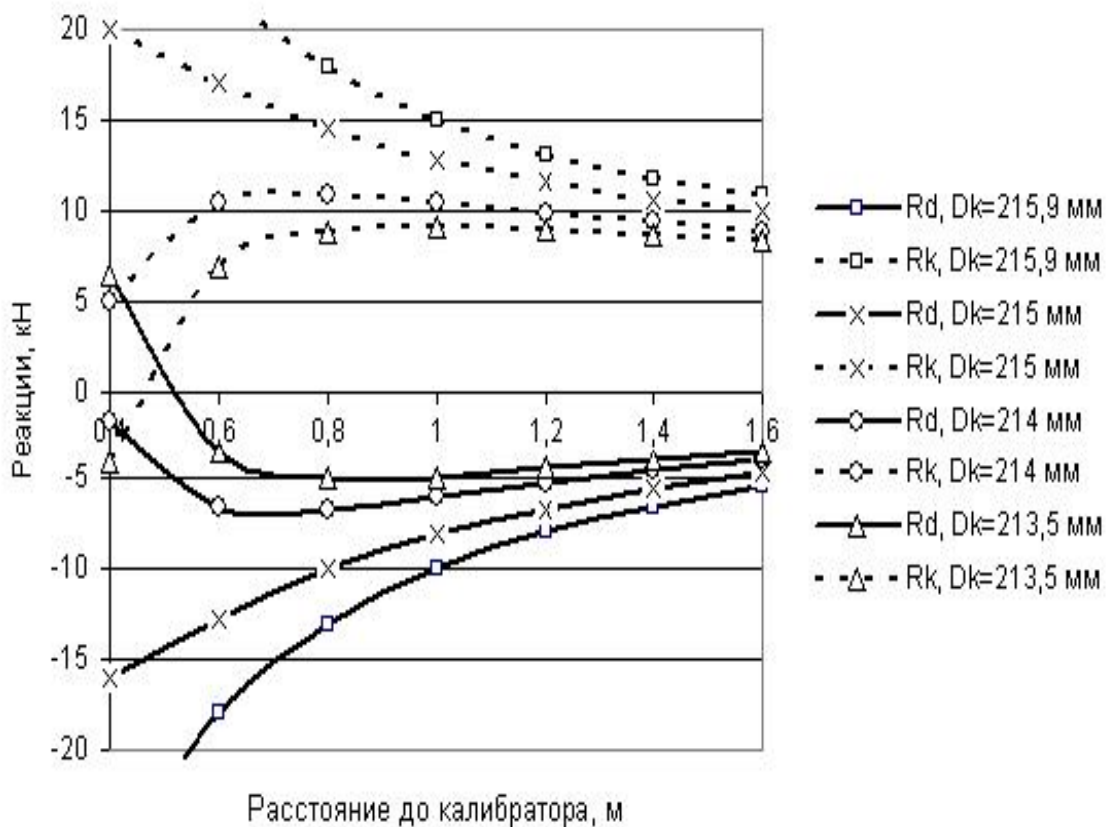


Рис. 2.4. Реакции на долоте и калибраторе при зенитном угле 30 град. Долото диаметром 215,9 мм; забойный двигатель - 195 мм

Из рис. 2.4 видно, что реакция на долоте с приближением к нему калибратора резко увеличивается. При полноразмерном диаметре калибратора (наиболее предпочитаемом производителями) реакция на долоте при $L_1 = 1$ м составляет 10 кН. С дальнейшим уменьшением L_1 зависимость $R_d(L_1)$ приобретает экспоненциальный характер. Похожая картина (с несколько меньшими значениями R_d) наблюдается при диаметре калибратора 215 мм.

Полученные решения кажутся неправдоподобными. Действительно, таких реакций на долоте быть не может, но они были бы именно такие, если на практике в точности реализовать расчетную схему, т.е. выполнить условие $D_{axe} = Dd$.

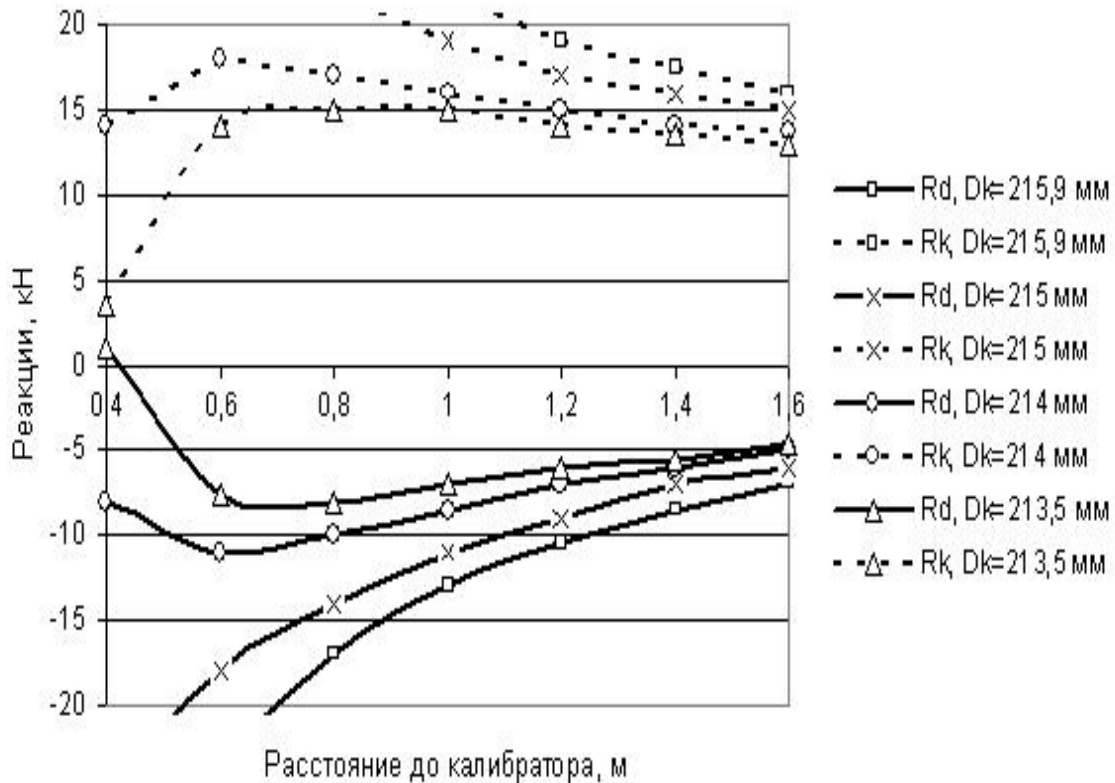


Рис. 2.5. Реакции на долоте и калибраторе при зенитном угле 80 град
Долото диаметром 215,9 мм; забойный двигатель - 195 мм

С уменьшением диаметра калибратора до 213,5 - 214 мм темп роста Rd с приближением калибратора к долоту умеренный, а при $L_1 = 0,6 - 0,7$ м кривые Rd и Rk начинают сближаться, т.е. калибратор как бы «прячется» за долото, которое постепенно переходит в режим фрезерования нижней стенки скважины.

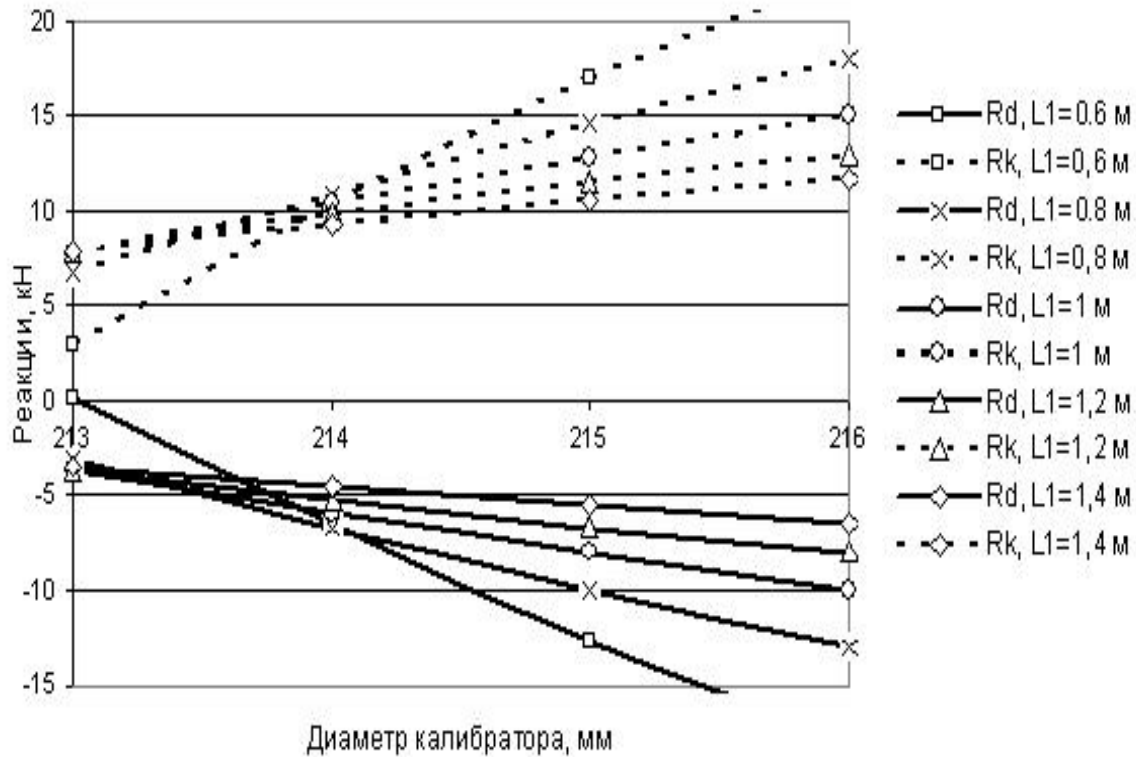
Реакция на калибраторе во всех режимах ориентировочно в полтора раза выше, чем на долоте. При $Dk = 213,5 - 214$ мм величина Rk находится на уровне 10 кН и почти не реагирует на изменение L_1 до того момента, пока калибратор не перестанет взаимодействовать со стенкой скважины ($L_1 < 0,7$ м). При $Dk = 215 - 215,9$ мм реакция на калибраторе с его приближением к долоту стабильно возрастает.

Высокая нагруженность калибратора будет приводить к его быстрому износу и потере диаметра, что вызовет изменение реакции на долоте и процесса искривления скважины. При таком режиме работы КНБК повышается износ опор долота и забойного двигателя, ухудшаются показатели бурения.

С увеличением зенитного угла до 80 град (рис. 2.5) реакции на долоте и калибраторе становятся примерно в полтора раза выше.

Характерной особенностью зависимостей $R_d(L_1)$, $R_k(L_1)$ является то, что, чем ближе калибратор к долоту, тем большее влияние оказывает его диаметр на величины R_d , R_k . Зависимости $R_d(D_k)$, $R_k(D_k)$ оказались линейными (рис. 2.6), и, как и следовало ожидать, угол наклона этих линий с уменьшением L_1 резко увеличивается.

Рис.



2.6. Зависимость реакций на долоте и калибраторе от диаметра калибратора при зенитном угле 30 град. Долото диаметром 215,9 мм; забойный двигатель - 195 мм

При зенитном угле 80 град (рис. 2.7) характер зависимостей $R_d(D_k)$, $R_k(D_k)$ не меняется, а значения R_d , R_k увеличиваются примерно в полтора раза.

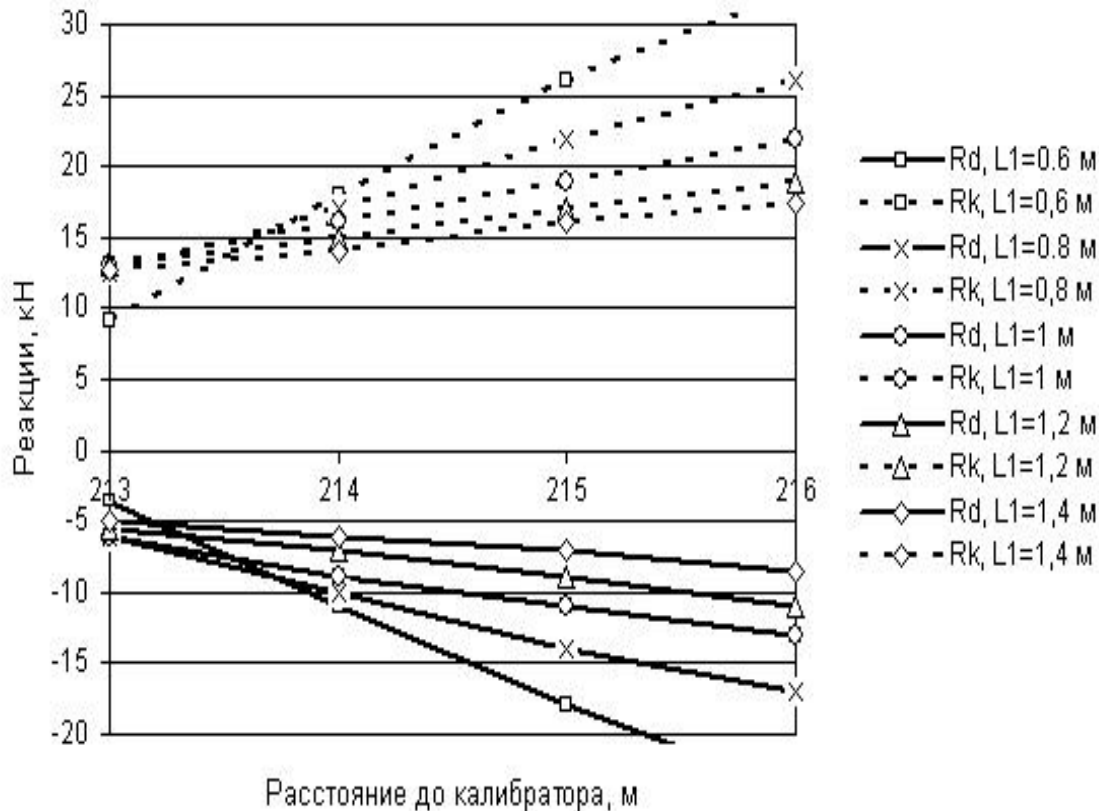


Рис. 2.7. Зависимость реакций на долоте и калибраторе от диаметра калибратора при зенитном угле 80 град

2.4. Метод возможного перемещения долота

Из полученных зависимостей $R_d(L_1, D_k, \alpha)$ (см. рис. 2.4, 2.5) следует, что при установке калибратора непосредственно над долотом должна возникать исключительно большая отклоняющая сила, при которой должен наблюдаться интенсивный рост зенитного угла. Однако, на практике такая компоновка работает нестабильно и может дать вместо роста стабилизацию или падение угла.

На рис. 2.8 показана ось компоновки. Расчетное положение центров долота и калибратора показано точками 1,2, соответственно. При этом ось участка L_1 занимает положение 3. Если устранить взаимодействие долота со стенкой скважины, т. е. принять $R_d = 0$, ось компоновки на участке L_1 перейдет в положение, показанное пунктирной линией, а центр долота переместится в точку 5, т. е. на величину hd . Следовательно, величины R_d, R_k , полученные теоретически (более 10 кН) показывают величину той силы, которая должна быть приложена к долоту со стороны верхней стенки скважины, чтобы перевести его из положения 5 в положение 1 (см. рис. 2.8), определяемое условием $D_d = D_{\text{скв}}$.

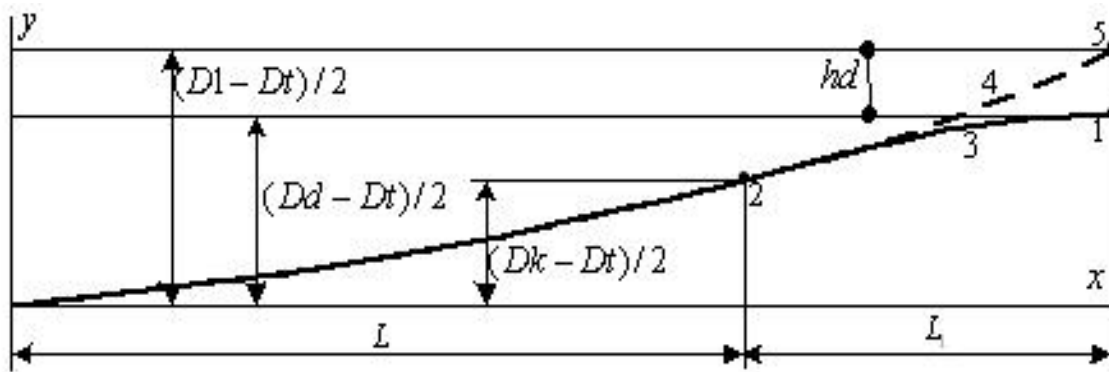


Рис. 2.8. Схема, поясняющая метод возможного перемещения долота 1 - долото, 2 - калибратор, 2-1 - ось направляющего участка при условии $D_{скв}=D_d$, 2-5 - положение оси при нагружении только собственным весом ($R_d=0$)

Очевидно, что это условие реально не выполняется, поэтому реакция на долоте зависит от истинного расположения торца долота (калибрующего венца шарошки), и её реальная величина намного меньше расчетной. Теоретические зависимости $R_d(L_1, R_k(L))$ при близком расположении калибратора содержат информацию лишь на качественном уровне, и возникает вопрос, можно ли вообще в этом случае дать какие-то количественные оценки.

Как отмечено выше, большая роль в рассматриваемом процессе принадлежит фактическому состоянию стенки скважины в зоне фрезерования её боковой поверхностью калибрующего венца шарошки. Отсюда следует, что для описания процесса в рассматриваемом случае вместо реакции на долоте с её нереально высокими значениями лучше принять некий противоположный ей по физическому смыслу параметр - величину возможного бокового перемещения торца долота hd . Величина hd показывает, при каком углублении калибрующего венца шарошки в верхнюю стенку скважины полностью исчезает реакция на долоте.

Для расчета hd в приведенную выше программу расчета необходимо внести изменения:

```

> Dk:=0.215: L1:=0.8: Zen:=30:
> EI:=9408: Dd:=0.2159: Dt:=0.195:
> alfa:=3.14*Zen/180: q:=1.36*sin(alfa):
> a1:={R0*(L+L1)+Rk*L1=0.5*q*(L+L1)^2,
> R0+Rk=q*(L+L1): (2.3)
> EI*(D1-Dt)/2=Rk*L1^3/6+R0*(L1+L)^3/6
-q*(L1+L)^4/24, (2.4)
> EI*(Dk-Dt)/2=R0*L^3/6-q*L^4/24, L>0,
> Ugd=(R0*(L+L1)^2/2+Rk*L1^2/2-q*(L+L1)^3/6)/EI,
> Ugk=(R0*L^2/2-q*L^3/6)/EI:
> a2:=solve(a1,{D1,Rk,R0,L,Ugd,Ugk}); (2.5)
    
```

В формуле (2.3) принято: $R_d = 0$, в (2.4) введен диаметр D_1 (см. рис. 2.8), а в (2.5)

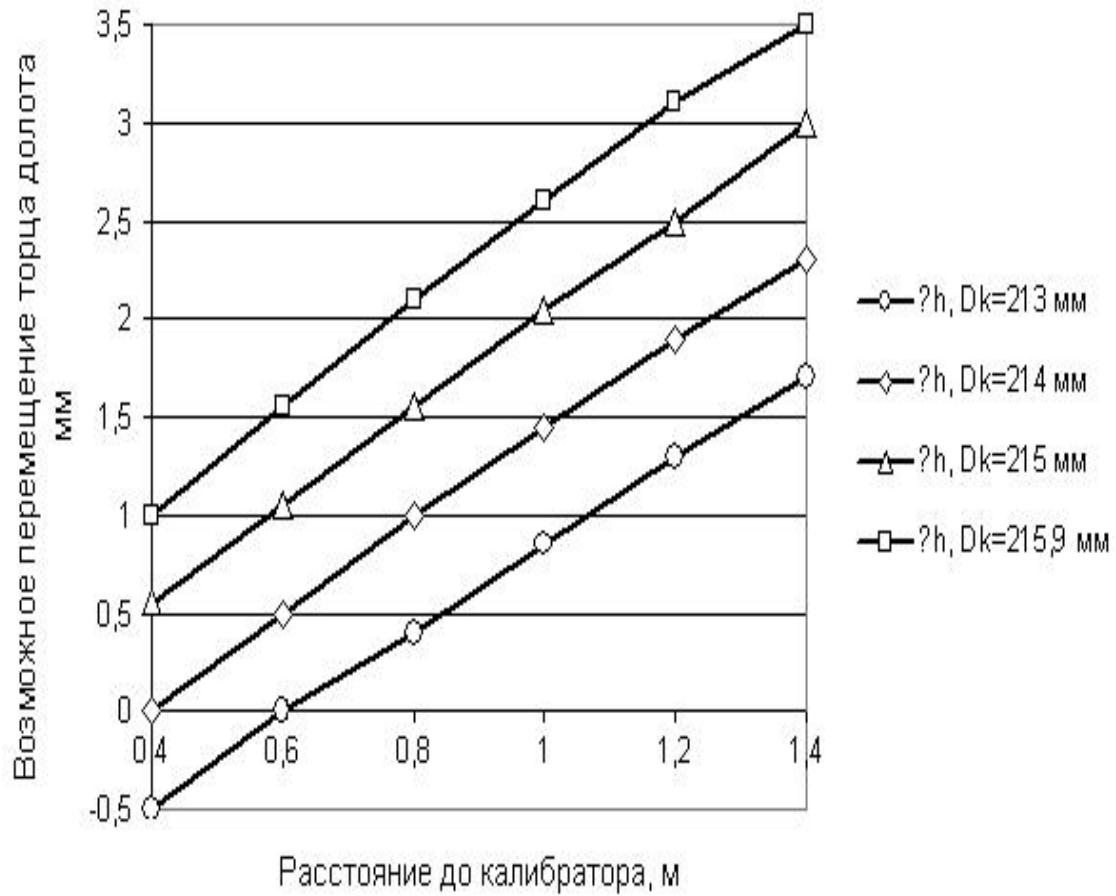
неизвестная величина R_d заменена на D_1 .

Получаем решение:

$a2:=\{L=6.332254340, Ugd=0.003093200494, Rk=2.730074373,$
 $Ugk=0.003106358385, R0=2.117628603, D1=0.2199543839\}$

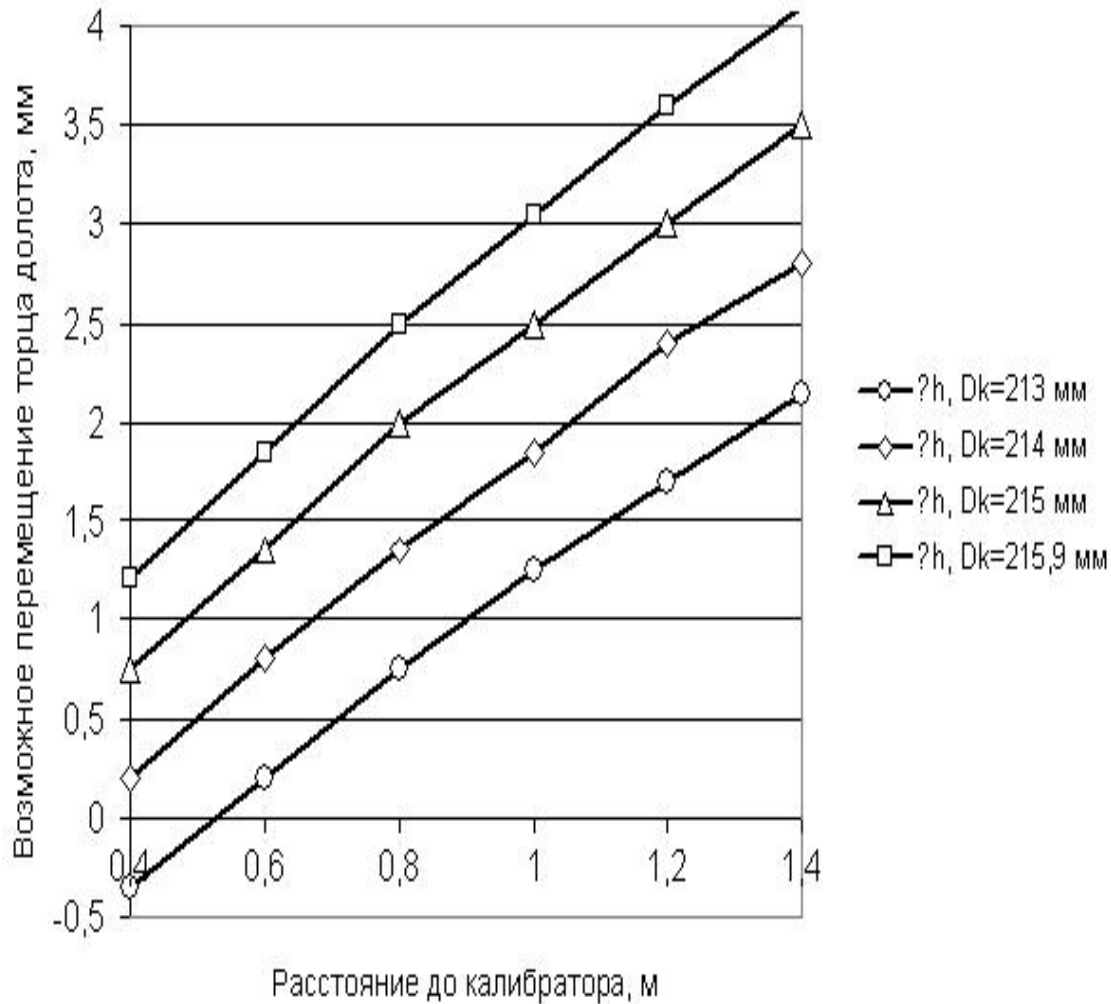
Величина возможного перемещения долота $hd = (D_1 - Dt)/2$. Полученные зависимости $hd(Dk, L_1)$ для значений зенитного угла 30 и 80 ° показаны на рис. 2.9, 2.10. По ним можно судить о том, как разработка стенки скважины (уширение ствола [20]) влияет на процесс искривления скважины. Допустим, из промысловых данных известно, что при $L_1 \approx 0,8$ м и диаметре калибратора 214 мм не обеспечивается увеличение зенитного угла. Из рис. 2.9 видно, что в этом случае $hd \approx 1,5$ мм, т. е. после фрезерования стенки скважины на глубину 1,5 мм взаимодействие с ней долота прекращается. Запаса возможного перемещения долота 1,5 мм для обеспечения непрерывного взаимодействия его со стенкой скважины недостаточно. Из промысловых данных известно, что при $L_1 \approx 1,4$ м и $Dk \approx 215,9 - 214$ мм наблюдается стабильный рост зенитного угла. В этом случае hd составляет более 3 мм, и этого запаса оказывается достаточным для непрерывного фрезерования стенки скважины. Естественно, описываемый процесс зависит от многих факторов. Например, если механическая скорость бурения снизится или увеличится кривизна оси скважины, процесс её искривления может прекратиться.

Рис.



2.9. Возможные перемещения долота при зенитном угле 30 град Долото диаметром 215,9 мм; забойный двигатель - 195 мм

Рис.



2.10. Возможные перемещения долота при зенитном угле 80 град Долото диаметром 215,9 мм; забойный двигатель - 195 мм

При увеличении зенитного угла величина h_d несколько увеличивается. Представляет интерес сам процесс изменения реакции на долоте при его углублении в стенку скважины. Для этого в описанном выше решении по определению величины D_1 необходимо внести изменения. Величине D_1 на входе нужно присваивать требуемые значения, а в качестве определяемой величины вместо D_1 включить неизвестную R_d . В результате расчетов по описанной методике можно получить наглядные зависимости изменения реакции на долоте при фрезеровании стенки скважины.

На рис. 2.11 представлен пример расчета компоновки без переводника ($L_1 = 0,7$ м). При диаметре калибратора 214 мм достаточно фрезерования стенки всего на 1 мм, чтобы реакция на долоте уменьшилась с 6 кН (очень высокое значение) до нуля, а в случае полноразмерного калибратора за 2 мм углубления величина R_d изменяется от 10 до 1 кН.

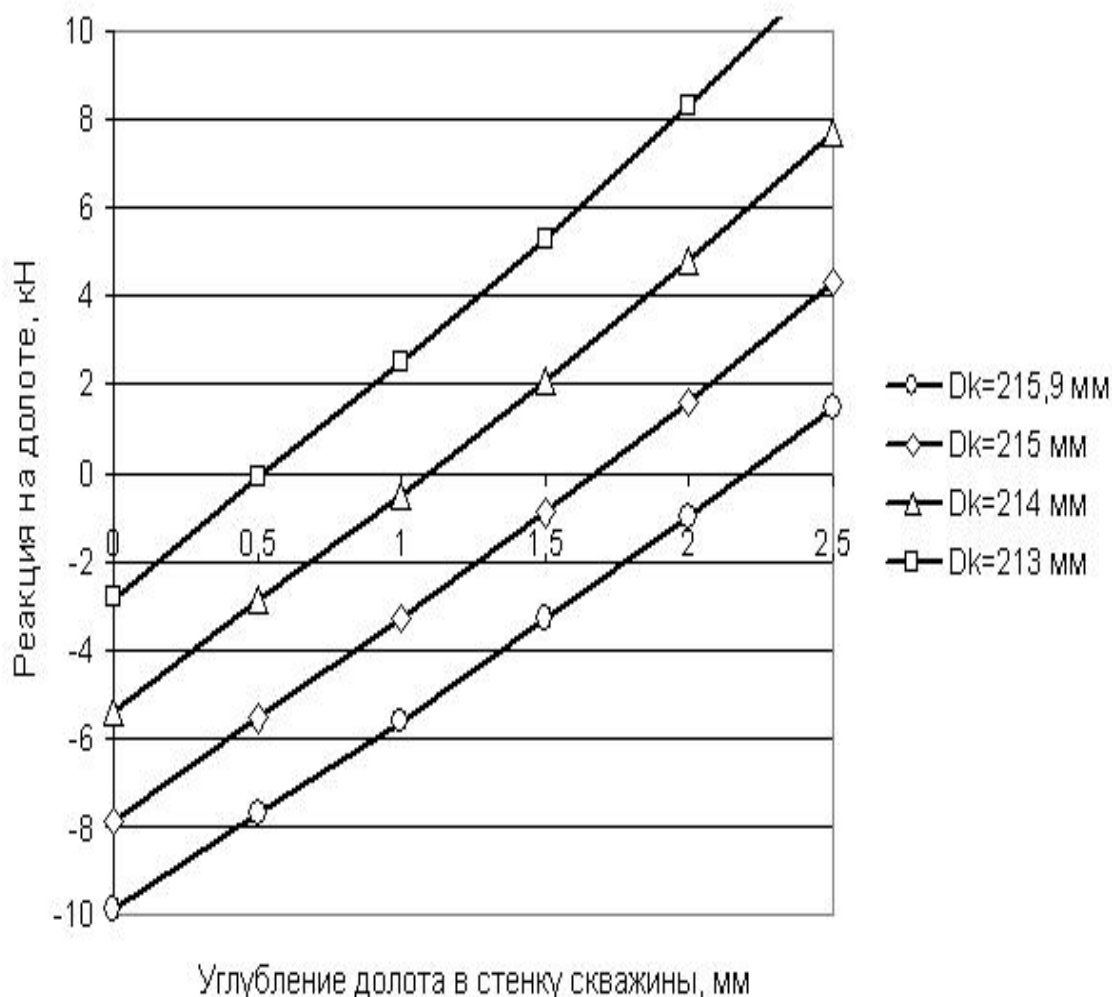


Рис. 2.11. Изменение реакции на долоте при фрезеровании стенки скважины

2.5. Расчеты компоновки с учетом кривизны оси скважины

Все приведенные выше результаты расчета реакций на ОЦЭ нужно рассматривать как теоретически максимально возможные. Они могут иметь место в начале рейса, если предшествующий участок близок к прямолинейно-наклонному. Как отмечалось ранее (см. п.1.4), кривизна скважины вносит существенные коррективы в расчеты реакций на ОЦЭ и формы оси КНБК.

В граничные условия должны быть внесены поправки, связанные с изменением уровня опор (калибратор, долото) и появлением дополнительного изгибающего момента.

На рис. 2.12 показана схема оси КНБК в искривленной скважине, ось 1 которой имеет радиус искривления R . Ось КНБК занимает положение 2, центры долота и

калибратора находятся, соответственно в точках 3 и 4. Величины h_1 , h_2 , показывающие изменение уровня опор составляют

$$h_1 = (L_1 + L)^2 / 2R, \quad h_2 = L^2 / 2R \quad (2.6)$$

Изгибающий момент составляет $M = EI / R$.

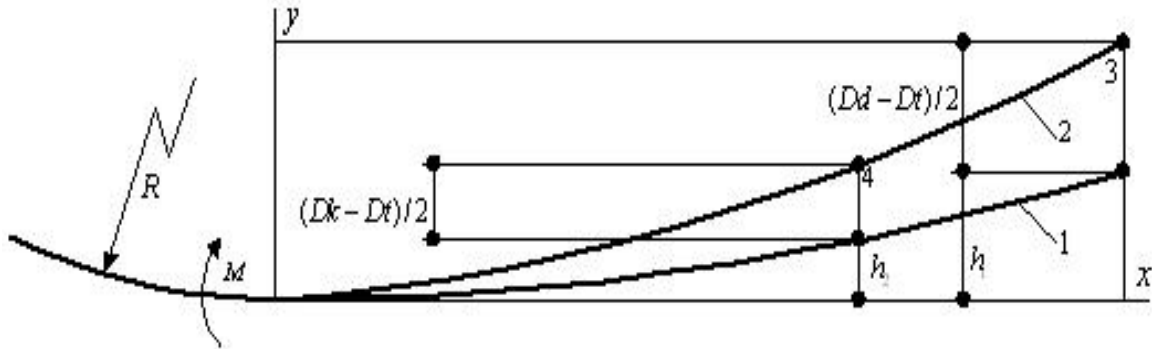


Рис. 2.12. Расчетная схема с учетом кривизны оси скважины

1 - ось скважины, 2 - ось компоновки, h_1 , h_2 - изменение уровней долота и калибратора, соответственно

Ниже приведен порядок расчета в «Maple» с комментариями по поводу учета граничных условий.

> **Dk=0.214: L1:=1.4: Zen:=30: Int:=2:**

Введены данные, подлежащие изменениям. Интенсивность увеличения зенитного угла $2^\circ / 100$ м для принятой компоновки приблизительно соответствует промысловым данным (Maple запретил написание «Int», поэтому поставлена буква «N»).

> **Dd:=0.215.9 Dt:=0.195 EI:=9408**

Введены постоянные параметры. Вводим вычисляемые параметры:

> **alfa:=3.14*Zen/180: R:=5732.5/Int:**

> **q:=1.36*sin(alfa): M:=EI/R:**

Далее вводится система уравнений.

> **a1:={R0*(L+L1)+Rk*L1+EI/R=q*(L+L1)^2/2,**

> **R0+Rk+Rd=q*(L+L1):**

> **EI*((Dd-t)/2+(L+L1)^2/(2*R))=M*(L+L1)^2/2+Rk*L1^3/6+**

R0*(L+L1)^3/6-q*(L+L1)^4/24,

> **EI*((Dk-Dt)/2+L^2/(2*R))=M*L^2/2+R0*L^3/6-q*L^4/24,**

L>0,

> **Ugk=(M*L+R0*L^2/2-q*L^3/6)/EI,**

> **Ugd=(M*(L+L1)+R0*(L+L1)^2/2+Rk*L1^2/2-q*(L+L1)^3/6)/EI:**

> **a2:= solve(a1,{Rd,Rk,R0,L,Ugd,Ugk});**

Получаем решение:

$$a2 := \{Rk = 9.171339390, Ugd = 0.003465275283, R0 = 2.296172871, \\ L = 9.649839142, Ugk = 0.003910511104, Rd = -3.957076494\}$$

Некоторые из полученных результатов расчетов реакций и угла поворота оси долота представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4

Результаты расчета с учетом кривизны оси скважины

Зенитный угол 30 град				
Dk, мм	215,9	215	214	213
Rd, кН	-4,0	-3,0	-1,9	-0,8
Rk, кН	9,2	8,0	6,7	5,3
L, м	9,6	9,3	8,9	8,5
Ugd, рад	0,0035	0,0037	0,004	0,004
Зенитный угол 80 град				
Rd, кН	-6,0	-4,9	-3,6	-2,3
Rk, кН	15	13,5	11,8	10,1
L, м	8,1	7,8	7,5	7,2
Ugd, рад	0,0028	0,0031	0,0034	0,0037

Как и следовало ожидать, реакция на долоте значительно уменьшилась, и это необходимо учитывать при выборе компоновок.

2.6. Расчет компонентов отклоняющего фактора

Представляет научный и практический интерес оценка возможности применения математической модели искривления скважины, использующей понятие отклоняющего фактора (см. п.1.9).

В качестве примера принимается компоновка с переводником, обеспечивающая длину $L_1 = 1,4$ м с калибраторами 215,9 и 214 мм. Величины Rd , Ugd , L зависят от кривизны оси скважины, которая принята из расчета интенсивности искривления $i_\alpha = 2^\circ / 100$ м.

Введем обозначения компонентов отклоняющего фактора (см. формулу (1.51):

$$\Phi_1 = \beta + \theta, \quad \Phi_2 = f \cdot Rd / P, \quad \Phi_3 = -0,5h \sin(2\alpha).$$

Примем $f = 0,1$; $h = 0,006$ [23]. Компоненты Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 отражают, соответственно, влияние несоосности расположения долота в скважине, процесса фрезерования её стенки и анизотропии горной породы.

Расчет, в принципе, должен выполняться методом последовательных приближений, так как рассчитывается величина i_α , которая уже заложена при расчете (в качестве первого приближения). Ниже приведен только первый этап

расчета для разных значений зенитного угла.

В таблице 2.5 с полученными методом МНП в Maple результатами, величина Ugd - угол оси долота по отношению к оси x , а $\varphi_{СКВ}$ - угол наклона касательной к оси скважины в месте расположения долота. На длине $(L+L_1)$ касательная поворачивается на угол $\varphi_{СКВ} = (L+L_1)/R$ ($L_1=1,4$ м), а величина Φ_1 определяется как $\Phi_1 = Ugd - \varphi_{СКВ}$.

Таблица 2.5

Расчет углов поворота осей долота и скважины

Калибратор 215,9 мм				
α , град	Rd, кН	L, м	Ugd, рад	$\varphi_{СКВ}$
20	-3,0	10,6	0,0038	0,00419
40	-4,7	9,05	0,00323	0,00365
60	-5,6	8,38	0,00296	0,00341
80	-6,0	8,1	0,00285	0,00332
Калибратор 214 мм				
20	-1,17	9,7	0,0043	0,0039
40	-2,5	8,37	0,0037	0,0034
60	-3,3	7,8	0,0035	0,0032
80	-3,6	7,5	0,0034	0,0031

Компоненты отклоняющего фактора и рассчитанные по ним значения i_α приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6

Результаты расчета компонентов отклоняющего фактора и интенсивности искривления скважины

Калибратор 215,9 мм					
α , град	Φ_1 , рад	Φ_2 , рад	Φ_3 , рад	Φ , рад	i_α , град/100 м
20	-0,00039	0,00214	-0,00193	-0,00018	-1,47
40	-0,00042	0,00336	-0,00295	0	0
60	-0,00045	0,004	-0,0026	0,00095	7,7
80	-0,00047	0,00429	-0,00103	0,00279	22,8
Калибратор 214 мм					
20	0,0004	0,00084	-0,00193	-0,00069	-5,6
40	0,0003	0,0018	-0,00295	-0,00085	-7
60	0,0003	0,0024	-0,0026	0,0001	0,8
80	0,0003	0,0026	-0,00103	0,00187	15,3

Несоответствие полученных результатов промышленной практике объясняется, на наш взгляд, тем, что заложенная в формулу (1.51) длина направляющего участка, которую необходимо принимать в рассматриваемом случае равной L_1 , слишком мала, чтобы быть определяющей величиной в формировании траектории ствола скважины.

2.7. Компоновка с забойным двигателем уменьшенного диаметра

При бурении участка стабилизации зенитного угла возникают случаи, когда нужно существенно увеличить зенитный угол без изменения азимута, не применяя при этом ориентируемые компоновки. Для этого используют компоновку с калибратором в качестве ОЦЭ и с забойным двигателем уменьшенного диаметра. В частности, вместо турбобура диаметром 195 мм ставят винтовой забойный двигатель Д-172 (новый размер - 176 мм). Он имеет жесткость на изгиб $EI = 3996,6 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$ и $q = 1,3 \text{ кН/м}$ [20].

На рис. 2.13 приведены результаты расчета КНБК с двигателем Д-172 (зенитный угол 30°), в которых по сравнению типовой компоновкой произошли следующие изменения (см. рис. 2.4). При диаметре калибратора 215,9 мм реакция на долоте не увеличилась, а даже несколько снизилась. Однако, с уменьшением диаметра калибратора и приближением его к долоту кривые $Rd(L_1)$ имеют устойчивую тенденцию к росту значений, способствующих увеличению зенитного угла. Даже при $DK = 212 \text{ мм}$ лишь намечалась легкая тенденция к уменьшению отклоняющей силы.

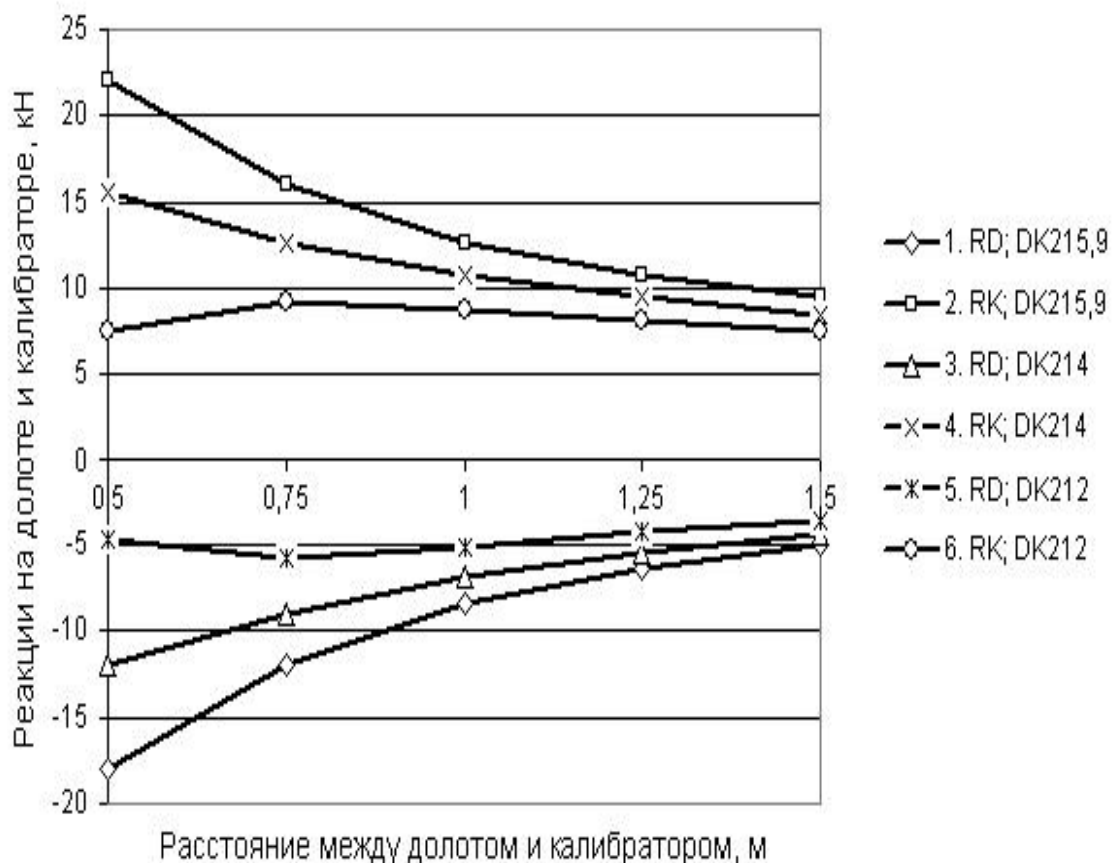


Рис.2.13. Реакции на долоте и калибраторе при зенитном угле 30° Долото 215,9 мм, забойный двигатель Д-172

Таким образом даже калибратор минимально возможного диаметра, находясь непосредственно над долотом, перестает «прятаться» за него и обеспечивает отклоняющую силу. Отмеченные закономерности остаются справедливыми и при зенитном угле 80° (рис. 2.14).

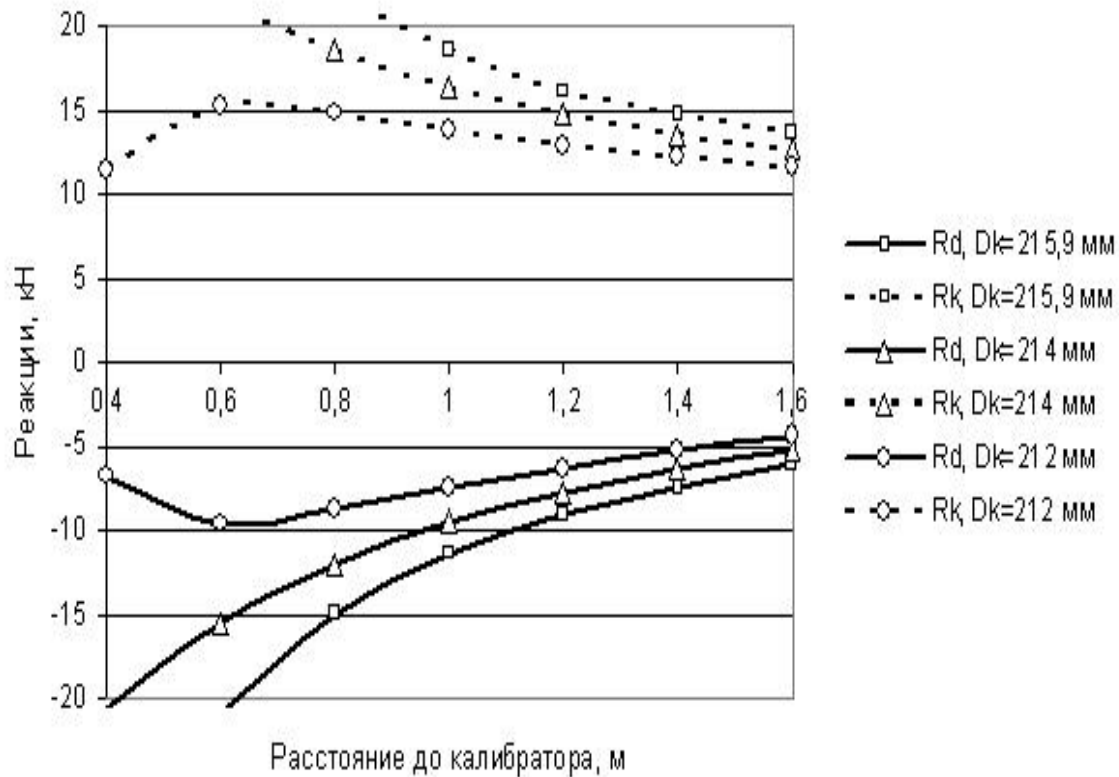


Рис. 2.14. Реакции на долоте и калибраторе при зенитном угле 80° Долото 215,9 мм, забойный двигатель Д-172

2.8. Применение метода возможных перемещений долота к КНБК с двигателем Д-172 с учетом кривизны скважины

Несмотря на некоторые выявленные закономерности работы компоновки с забойным двигателем Д-172, остается неясным, за счет чего эта КНБК гораздо более эффективна в отношении увеличения зенитного угла по сравнению с типовой. В то же время при диаметре калибратора 215,9 мм получены практически одинаковые значения реакции на долоте. Для ответа на поставленный вопрос

целесообразно рассматривать не реакцию на долоте, а величину его возможного перемещения в боковом направлении - hd (см. п.2.4). Ранее величина hd рассматривалась без учета кривизны оси скважины, но в рассматриваемом случае при высокой интенсивности набора зенитного угла её необходимо учитывать.

Ниже приводится решение в программе Maple с комментариями по поводу учета кривизны скважины.

Исходные данные дополняются следующими величинами:

> $INT:=4$: $R:=5732.5/INT$: $M:=EI/R$:

Вводится система основных и дополнительных уравнений:

> $a1:=\{R0*(L+L1)+Rk*L1+M=0.5*q*(L+L1)^2,$

Введено уравнение моментов относительно центра долота. Величина M учитывает дополнительный момент, появляющийся за счет искривления скважины. Вводим уравнение проекций сил на ось y , не включая в него реакцию на долоте:

> $R0+Rk=q*(L+L1),$

Записываем уравнение метода начальных параметров для точки, соответствующей долоту, с учетом дополнительного момента и изменения уровня в этой точке:

> $EI*((D1-Dt)/2+(L+L1)^2/(2*R))=M*(L+L1)^2/2+Rk*L1^3/6+R0*(L+L1)^3/6-q*(L+L1)^4/24,$

Заметим, что в знаменателе сомножители нужно обязательно брать в скобки, иначе Maple разделит выражение только на первый сомножитель, а последующие переведет в числитель. Далее вводится аналогичное уравнение перемещений для точки, соответствующей калибратору:

> $EI*((Dk-Dt)/2+L^2/(2*R))=M*L^2/2+R0*L^3/6-q*L^4/24,$

Вводим дополнительные уравнения для определения углов поворота оси компоновки на калибраторе и долоте:

> $Ugd=(M*(L+L1)+R0*(L+L1)^2/2+Rk*L1^2/2-q*(L+L1)^3/6)/EI, L>3$:

$a2:=solve(a1,\{D1,Rk,R0,L,Ugk,Ugd\});$

Компоновки с ЗД-195 и Д-172 дают разную интенсивность набора зенитного угла, но для сравнения их между собой нужно выполнить расчеты при одинаковых значениях кривизны скважины, поэтому принято некоторое промежуточное значение $i_{\alpha} = 3^{\circ} / 100$ м. В таблице 2.6 приведены результаты расчетов величины возможного перемещения торца долота типовой компоновки с ЗД-195 при характерных значениях зенитного угла 30 и 80 град, а в таблице 2.7 - результаты по компоновке с двигателем Д-172.

Таблица 2.6

Возможные перемещения долота в направлении стенки скважины при использовании в составе компоновки забойного двигателя диаметром 195 мм

Диаметр забойного двигателя 195 мм, $i_{\alpha} = 3^{\circ} / 100$ м, $\alpha = 30$ град.					
L1, м	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Dk=215,9 мм	0,8	1,05	1,25	1,4	1,5
Dk=215 мм	0,3	0,55	0,7	0,85	0,95

Dk=214 мм	-0,25	0	0,15	0,25	0,3
Dk=213 мм	-0,8	-0,6	-0,45	-0,35	-0,3
$\alpha = 80$ град					
Dk=215,9 мм	1,25	1,6	1,9	2,15	2,3
Dk=215 мм	0,7	1,05	1,35	1,55	1,7
Dk=214 мм	0,15	0,45	0,75	0,95	1,05
Dk=213 мм	-0,4	-0,1	0,15	0,3	0,4

Таблица 2.7

Возможные перемещения долота при использовании забойного двигателя Д-172

Забойный двигатель Д-172, $i_{\alpha} = 3^{\circ} / 100$ м, $\alpha = 30$ град.					
L1, м	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Dk=215,9 мм	2,5	3,3	4,05	4,7	5,3
Dk=215 мм	2,0	2,8	3,5	4,15	4,7
Dk=214 мм	1,5	2,25	2,95	3,55	4,1
Dk=213 мм	0,9	1,65	2,35	2,95	3,5
$\alpha = 80$ град					
Dk=215,9 мм	3,25	4,25	5,15	6,0	6,6
Dk=215 мм	2,75	3,7	4,6	5,4	6,1
Dk=214 мм	2,15	3,1	4,0	4,75	5,45
Dk=213 мм	1,6	2,5	3,4	4,15	4,8

Из сравнения данных, содержащихся в таблицах, видно, что возможное боковое перемещение долота hd у компоновки с ЗД Д-172 в несколько раз выше. Еще раз напомним, что, чем больше величина hd , тем стабильнее осуществляется непрерывное взаимодействие долота со стенкой скважины, т.е. её фрезерование с увеличением зенитного угла.

Оказалось, например, что при любом зенитном угле калибратор минимально применяемого на практике диаметра (213 мм) обеспечит более надежный рост угла в компоновке с Д-172, чем полноразмерный калибратор в компоновке с ЗД диаметром 195 мм.

Из полученных данных ясны ответы на некоторые вопросы, например, почему обычная компоновка с ЗД диаметром 195 мм без переводника дает нестабильные результаты при любом калибраторе (недостаточная величина hd), а также понятно, почему компоновки с Д-172 обеспечивают рост угла и при отсутствии переводника. Заметим, что на основании рассмотрения реакций на долоте к подобным выводам ранее прийти не удалось.

В расчетах интенсивность увеличения угла принята равной $3^{\circ} / 100$ м для обеспечения возможности сравнения результатов. Данные, полученные при более характерном для КНБК с забойным двигателем Д-172 значении интенсивности $i_{\alpha} = 5^{\circ} / 100$ м приведены в таблице 2.8 (для зенитного угла 30 град).

И в этом случае величина hd остается достаточно высокой. Если в некоторый момент она будет, хотя бы частично, выбрана долотом, отклоняющая сила, а с ней и

кривизна скважины, начнут уменьшаться, но при уменьшении кривизны реакция на долоте вновь начнет возрастать, и вновь увеличится интенсивность набора зенитного угла и т. д. В целом, установится некоторое среднее, характерное для данной компоновки и условий бурения, значение i_{α} (радиуса кривизны R).

Таблица 2.8

Возможные перемещения долота при интенсивности увеличения угла $5^{\circ} / 100$ м

Забойный двигатель Д-172, $i_{\alpha} = 5^{\circ} / 100$ м, $\alpha = 30$ град.					
L1, м	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Dk=215,9 мм	2,0	2,6	3,1	3,55	3,9
Dk=215 мм	1,5	2,1	2,6	3,0	3,35
Dk=214 мм	1,0	1,5	2,0	2,4	2,7
Dk=213 мм	0,4	0,95	1,4	1,8	2,1

Итак, величина возможного бокового перемещения долота hd позволяет сравнить эффективность компоновок и оценить их потенциальные возможности в отношении увеличения зенитного угла. Остается выяснить, за счет чего у КНБК с забойным двигателем Д-172 достигаются высокие значения hd .

Для ответа на поставленный вопрос были выполнены расчеты двух компоновок (с ЗД 195 и Д-172) при зенитном угле 30° и разных расстояниях между долотом и калибратором. Диаметр калибратора принят равным 215,9 мм. Как будет показано ниже, это улучшит наглядность результатов, кроме того, производственники стараются по мере возможности устанавливать полноразмерный калибратор.

Результаты расчетов представлены в таблице 2.9. Из неё видно, что углы поворота оси компоновки на долоте (U_{gd}) и калибраторе (U_{gk}) при использовании Д-172 примерно в два раза больше по сравнению с ЗД-195.

Таблица 2.9

Результаты расчета возможных перемещений и углов поворота долота

Забойный двигатель Д-172, зенитный угол 30° , Dd=Dk=215,9 мм					
L_1 , м	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
hd_1^{172} , мм	3,3168	4,3879	5,4275	6,4258	7,3725
hd_2^{172} , мм	3,3175	4,3903	5,4332	6,4377	7,3945
U_{gd}^{172} , мм	0,005527	0,005482	0,005422	0,005345	0,005250
U_{gk}^{172} , рад	0,005532	0,005494	0,005445	0,005385	0,005312
Забойный двигатель диаметром 195 мм, угол 30° , Dd=Dk=215,9 мм					

hd_1^{195} , мм	1,6175	2,1390	2,6442	3,1281	3,5854
hd_2^{195} , мм	1,6179	2,1402	2,6472	3,1344	3,5970
Ugd^{195} , мм	0,002695	0,002672	0,002641	0,002602	0,002553
Ugk^{195} , рад	0,002698	0,002678	0,002653	0,002622	0,002586

Угол на долоте несколько меньше, чем на калибраторе за счет изгиба участка между ними (L_1) под действием собственного веса. На рис. 2.15 ось компоновки с забойным двигателем диаметром 195 мм показана пунктирной линией, а с Д-172 - сплошной. Из рисунка видно, что величину hd можно определить двумя способами:

$$hd_1 = (D_1 - D_d) / 2 \quad (2.7)$$

$$hd_2 = L_1 \cdot (Ugd + Ugk) / 2 \quad (2.8)$$

В таблице и на рисунке вычисляемые параметры снабжены верхними индексами, указывающими диаметр ЗД в варианте компоновки. Из табл. 2.9 видно, что результаты вычисления hd по формулам (2.7, 2.8) весьма близки между собой и свидетельствуют о полном соответствии значений D_1 , Ugd , Ugk между собой.

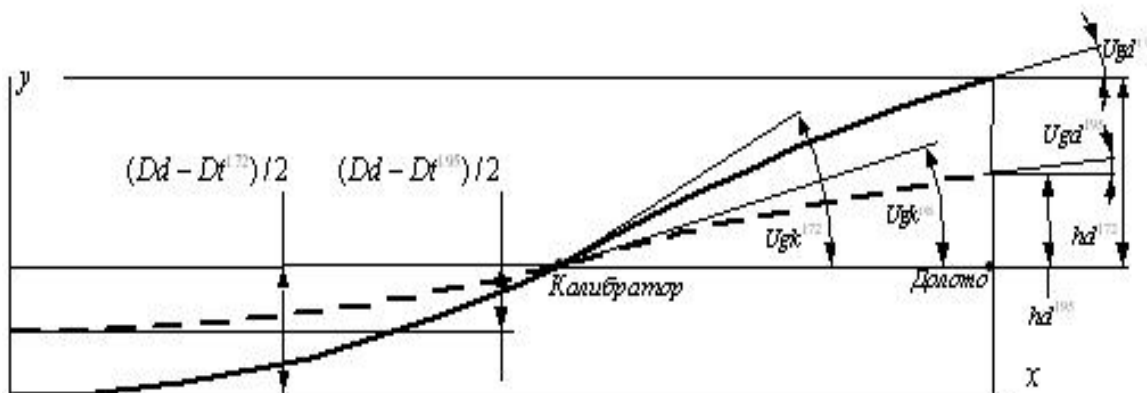


Рис. 2.15. Углы поворота оси КНБК на калибраторе и долоте при $D_k = D_d$

При произвольных диаметрах калибратора появляется величина $(D_d - D_k) / 2$ (рис.2.16), и разница между величинами hd^{172} и hd^{195} еще более увеличивается.

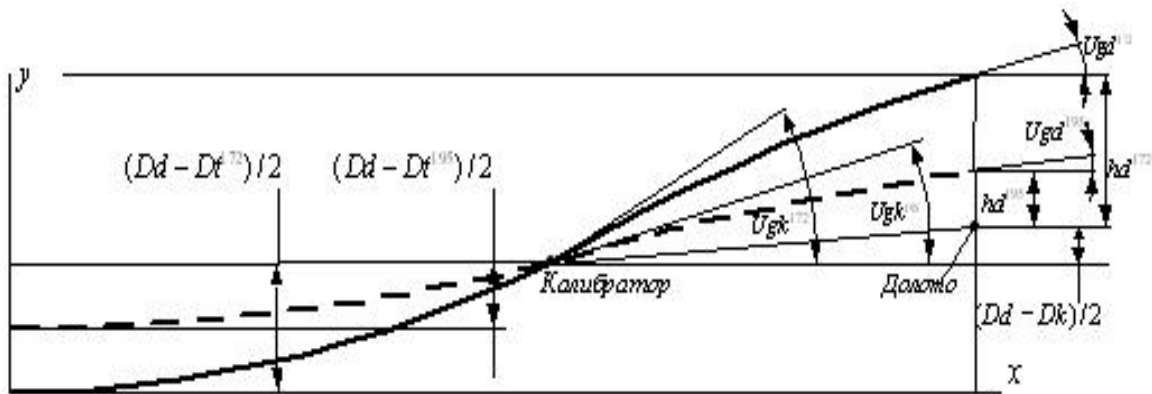


Рис. 2.16. Углы поворота оси КНБК на калибраторе и долоте при $D_k < D_d$

Таким образом, можно считать установленным, что высокая эффективность по набору зенитного угла компоновки с Д-172 объясняется увеличением возможного перемещения долота вследствие большего искривления оси нижней части КНБК, а также различия в положении уровней центров долота и калибратора.

Выводы по второй главе

Результаты расчетов компоновок с калибратором, полученные методами начальных параметров и с помощью уравнений трех моментов, совпадают. Расчеты КНБК, особенно без переводника, дают нереально высокие значения реакции на долоте, не позволяющие понять и исследовать работу компоновок.

Разработан метод, позволяющий изучить механизм взаимодействия долота со стенкой скважины с помощью величины возможного перемещения долота, являющейся критерием надежности его взаимодействия со стенкой скважины (эффективности увеличения зенитного угла) и позволяющей по результатам бурения дать количественную оценку фактического диаметра скважины.

При установке калибратора непосредственно над долотом незначительная величина возможного перемещения долота не позволяет осуществить его надежное взаимодействие со стенкой скважины, поэтому для стабильного увеличения зенитного угла компоновка должна включать переводник длиной не менее 0,5 м.

Установлены и исследованы причины более эффективного увеличения зенитного угла компоновками с уменьшенным диаметром забойного двигателя.

Ввиду интенсивного износа калибраторов, опор долот и забойных двигателей, ухудшения технико-экономических показателей бурения использование компоновок с калибратором в качестве опорно-центрирующего элемента целесообразно лишь в тех случаях, когда альтернативным вариантом является только применение ориентируемой компоновки.

ГЛАВА 3 СТАБИЛИЗИРУЮЩИЕ КОМПОНОВКИ С ОДНИМ ЦЕНТРАТОРОМ

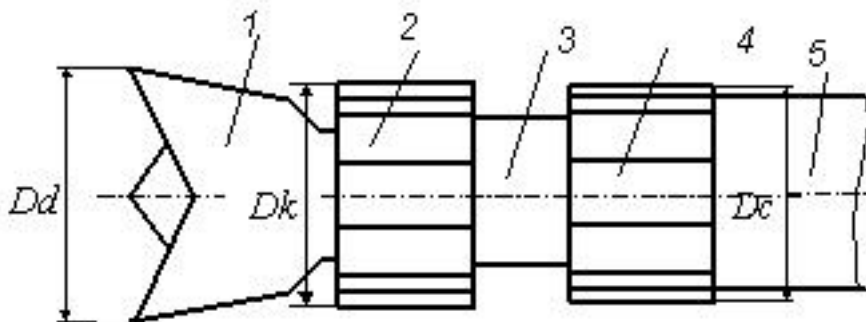
В 70-е годы в Западной Сибири делались попытки применения компоновок, включающих только центратор на корпусе забойного двигателя. Как отмечается в работе [13], работа такой компоновки оказалась нестабильной, и было принято решение устанавливать над долотом полноразмерный калибратор. При этом предполагалось, что ввиду близкого расположения к долоту калибратор не будет выполнять функцию опорно-центрирующего элемента, а будет вместе с долотом работать, как единый породоразрушающий инструмент.

С тех пор это положение не пересматривалось, и тщательных исследований по этому вопросу не проводилось. В то же время, многолетняя практика применения указанных компоновок показала, что они не обеспечивают надежной стабилизации зенитного угла и азимута. В результате их использования можно получить стабилизацию, рост и падение зенитного угла.

3.1. Критический диаметр калибратора

Для выявления роли калибратора в типовой стабилизирующей компоновке были выполнены её расчеты методами начальных параметров (в «Maple») и с использованием уравнений трех моментов - в «MathCad».

На рис. 3.1 показана типовая компоновка, имеющая широкое применение в Западной Сибири [13], включающая долото 1, наддолотный калибратор 2, устанавливаемые на валу 3 забойного двигателя, и центратор 4 в виде так называемого СТК - ребристого кольца, устанавливаемого на ниппеле забойного двигателя 5. Наиболее часто используется СТК диаметром $D_c = 212$ мм, минимальный размер - 208 мм. При диаметре долота $D_d = 215,9$ мм диаметр калибратора D_k составляет, как правило, не менее 214 мм, а согласно инструкции [19] предусматривается установка полноразмерного калибратора диаметром 215,9 мм.



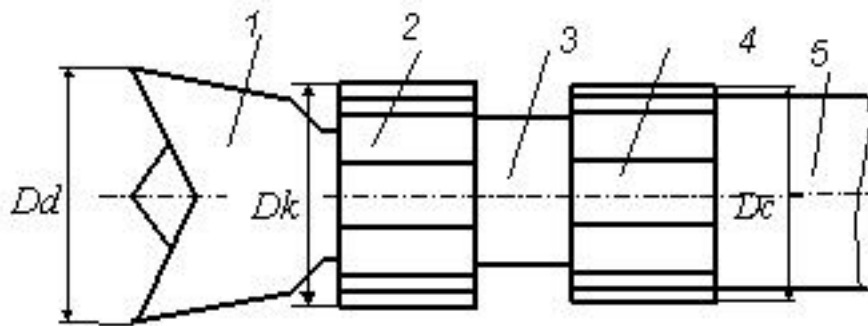


Рис. 3.1. Типовая стабилизирующая компоновка низа буровой колонны

Для изучения роли калибратора на первом этапе исследования его необходимо рассматривать как опорно-центрирующий элемент. Следовательно, расчетной схемой является схема с двумя ОЦЭ. Ранее такая схема была принята при изложении методов расчета компоновок (см. п.п.1.5, 1.6). В результате решения могут быть определены: реакции на долоте (R_d), калибраторе (R_k) и центраторе (R_c); длина участка КНБК от центратора до точки контакта ЗД со стенкой скважины; углы поворота оси компоновки на долоте, калибраторе, и центраторе, изгибающие моменты на всех ОЦЭ. Входные параметры, подлежащие варьированию: диаметры калибратора (D_k) и центратора (D_c), расстояния между долотом и калибратором (L_1), калибратором и центратором (L_2); зенитный угол α .

Рассчитанные величины реакций на долоте, калибраторе, и центраторе в зависимости от диаметра калибратора при фиксированных значениях диаметра центратора показаны на рис. 3.2. Ограниченность роли маркеров из-за специфики графика требует некоторых пояснений. Пяти значениям диаметра центратора соответствуют 5 групп линий R_d , R_k , R_c . Линии R_d - сплошные; R_k , R_c - пунктирные, соответственно, с длинным и коротким штрихами. Группа линий R_d , R_k , R_c при $D_c = 214$ мм пересекает ось D_k в районе $D_k = 215$ мм; если $D_c = 213$ мм - пересечение оси происходит при $D_k = 214,5$ мм и т.д.

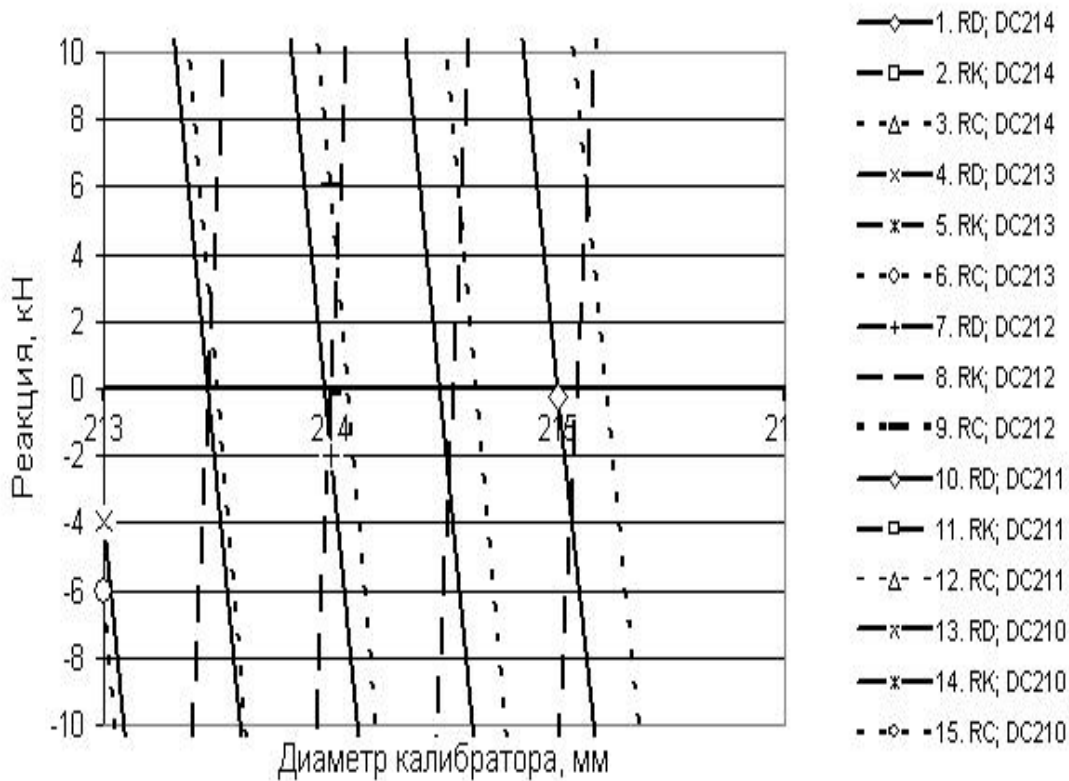


Рис. 3.2. К определению критического диаметра калибратора Компоновка: долото диаметром 215,9 мм, забойный двигатель диаметром 195 мм, зенитный угол 30°

Положительные значения реакций означают то, что происходит взаимодействие с нижней стенкой скважины. Можно видеть, что имеется некоторый диапазон значений D_k , в котором обе реакции (R_k и R_c) положительны. Он находится между точками пересечения оси D_k линиями R_k , R_c . При значении D_k внутри этого диапазона работают одновременно калибратор и центратор. С уменьшением D_k происходит перераспределение нагрузки между центратором и калибратором, на центраторе она возрастает, а на калибраторе уменьшается.

Необходимо, чтобы на калибраторе вообще не было реакции, поэтому диаметр калибратора не должен превышать того значения, при котором линия R_k пересекает ось D_k . Это значение диаметра калибратора можно назвать критическим - $D_{k\text{кр}}$. Для $D_c = 214$ мм оно составляет 215,1 мм (см. рис. 3.2), для $D_c = 213$ мм - примерно 214,5 мм и т.д.

Как видно из рис. 3.2, с уменьшением диаметра центратора зона возможной совместной работы калибратора и центратора уменьшается, и при $D_k < 214$ мм она практически исчезает.

Таким образом, каждому значению диаметра центратора соответствует некоторое критическое значение диаметра калибратора ($D_{k\text{кр}}$), превышение которого приводит к тому, что калибратор выключает из работы центратор, становясь опорно-центрирующим элементом (ОЦЭ). При уменьшении диаметра калибратора СТК вступает в работу в качестве центратора, и теперь калибратор не оказывает

никакого силового воздействия и только калибрует стенки скважины. Таким образом СТК может работать в качестве центратора только при соблюдении условия

$$D_k < D_{kкр} \quad (3.1)$$

Этому условию удовлетворяют соотношения между диаметрами центратора и калибратора, представленные в таблице 3.1 (см. также рис. 3.2)

Таблица 3.1

Диаметр центратора, мм	210	211	212	213	214
Критический диаметр калибратора, мм	213	213,5	214	214,5	215

Из данных таблицы следует, что в типовых компоновках условие (3.1) на практике почти всегда нарушается, и СТК никакой роли не выполняет (точнее, эпизодически может иногда вступать в работу), а калибратор выполняет функцию центратора; при этом вследствие его близкого расположения к долоту работа компоновки крайне нестабильна, что приводит к повышенному износу калибраторов, опор долот и забойных двигателей, снижению показателей бурения. Теоретические расчеты дают в этом случае неустойчивые решения с нереально высокими значениями реакций, что также является признаком нестабильности работы данной компоновки. Сказанное усугубляется следующим обстоятельством. Реакции на калибраторе и долоте направлены противоположно друг другу и могут достигать до 10 кН и более. При этом неизбежно формирование овальной формы сечения скважины, что приводит к еще большему увеличению зазора между центратором и стенкой скважины.

Вообще исключить калибратор из компоновки нельзя, так как при бурении шарошечными долотами, особенно при высокой механической скорости бурения (характерно для Западной Сибири), поперечное сечение скважины отличается от формы окружности, и требуется калибрование стенок скважины. Указанное обстоятельство может приводит к изменению фактического расположения центратора в скважине, а, при существующих размерах типовой компоновки, как это следует из результатов расчетов, приведенных ниже, реакция на долоте резко реагирует на этот фактор. Поэтому компоновки без калибратора с центратором, расположенным по обычной схеме (около 1,2 м от долота) дали отрицательные результаты [13]. Результаты расчётов, представленные на рис. 3.2, нужны лишь для определения значений D_k . Только окрестности точек пересечения линий R_k , R_c с осью D_k отражают реальное состояние системы. Отрицательные R_k , R_c отображают лишь теоретические условия реализации расчетной схемы, предусматривающей контакт калибратора и центратора с нижней стенкой скважины. В рассматриваемом случае представляет интерес только зона $D_k < D_{kкр}$, т.е. когда калибратор выполняет своё прямое назначение - калибрует скважину, а центратор создаёт требуемую отклоняющую силу на долоте. Расчетная схема в этом случае - одноцентраторная компоновка. Результаты расчетов компоновки с центратором представлены на рис. 3.3. Отчетливо видно, что перемещение центратора к долоту,

например, в район расположения калибратора, приводит к неустойчивому решению с нереальными величинами реакций R_k , R_c . Таким решениям соответствует нестабильность работы компоновки. В зоне реального расположения СТК ($1,2 \div 1,3$ м) зависимость R_k , R_c от его местоположения уменьшается, но влияние его диаметра существенно. При удалении СТК (например, с помощью переводника, устанавливаемого над калибратором) компоновка становится менее чувствительной и к диаметру центратора. При этом на долоте имеется стабильная отклоняющая сила, способствующая малоинтенсивному росту зенитного угла за счет фрезерования верхней стенки скважины. Фактическая интенсивность i_α уточняется

на практике. С приближением центратора к долоту происходит перераспределение нагрузок между ними, линии R_d , R_k сближаются и при некотором значении L_1 пересекаются. В этот момент реакции на долоте и центраторе равны между собой и составляют примерно 2 кН независимо от диаметра центратора. Направлены они со стороны нижней стенки скважины. При дальнейшем приближении центратора линии R_c резко уходят вниз, и он перестает взаимодействовать со стенкой скважины. Увеличение зенитного угла с 30° до 80° приводит к значительному возрастанию (примерно в полтора раза) реакции на долоте (рис. 3.4).

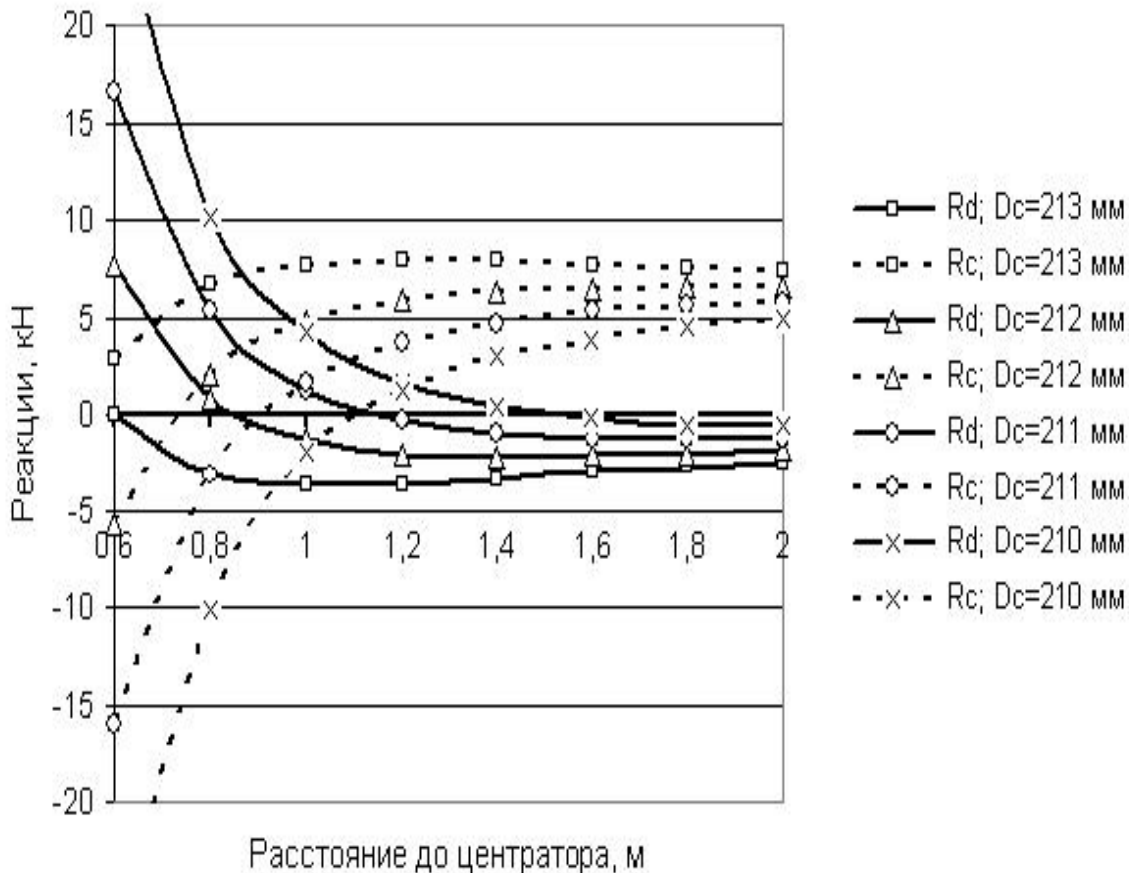


Рис. 3.3. Реакции на долоте и центраторе Компоновка: долото диаметром 215,9

мм, забойный двигатель диаметром 195 мм, зенитный угол 30°

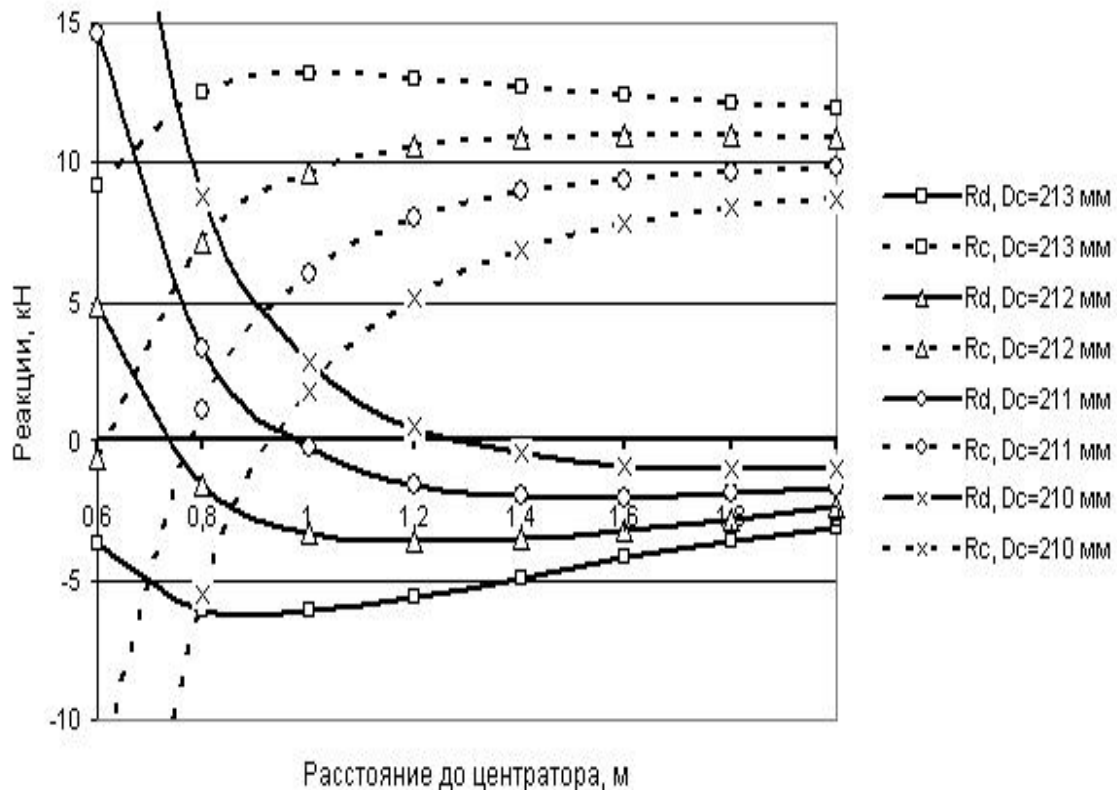


Рис. 3.4. Реакции на долоте и центриаторе Компоновка: долото диаметром 215,9 мм, забойный двигатель диаметром 195 мм, зенитный угол 30°

Определение критического диаметра калибратора путём расчета двухцентрированной КНБК (см. рис. 3.2) основано на его определении из условия отсутствия реакции на калибраторе, т.е. учитывает форму изогнутой оси компоновки. Если пренебречь её изгибом, условие (3.1) приобретает простой геометрический смысл (рис. 3.5): габариты калибратора не должны выходить за линию ВС, соединяющую точку В калибрующего венца шарошки долота с ближайшей точкой опорной поверхности центриатора.

Из схемы следует очевидная формула для определения $Dk_{кр}$:

$$Dk_{кр} = Dc + \frac{L_2(Dd - Dc)}{L_1 + L_2} \quad (3.2)$$

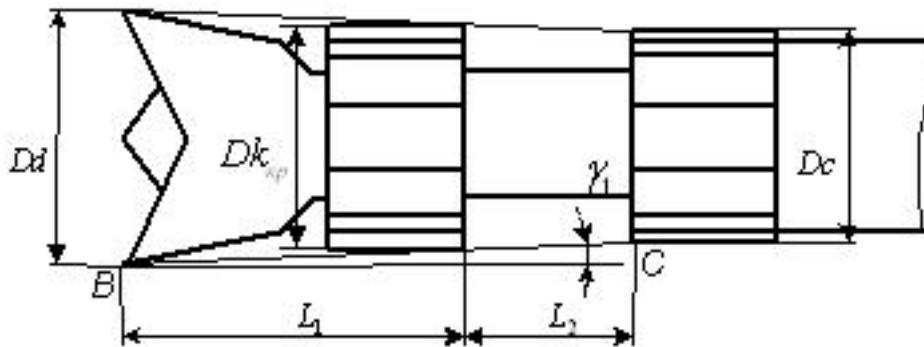


Рис. 3.5. Определение критического диаметра калибратора без учета изгиба компоновки

Удобство расчета критического диаметра калибратора по формуле (3.2) несомненно, а правомерность её применения зависит от соотношения углов γ_1 (см. рис. 3.5) и θ - угла поворота оси долота при искривлении оси компоновки при её изгибе. Угол θ по расчетам составляет примерно 10^{-4} рад, а угол γ_1 на порядок больше, поэтому изгибом компоновки в рассматриваемом случае можно пренебречь. Если принять $L_1 = L_2$ при $D_c = 212$ мм, по формуле (3.2) получаем размер калибратора 214 мм. Расчет двухцентраторной КНБК выполненный при $L_1 = L_2 = 0,6$ м, также даёт $D_{k_{кр}} = 214$ мм (см. табл. 3.1). При уменьшении жёсткости участка между долотом и центратором, может потребоваться проверка значимости угла θ . При этом необходимо учитывать также величину зенитного угла, так как с его увеличением возрастает прогиб компоновки.

Применение предлагаемого способа определения диаметра калибратора позволит: сократить затраты, связанные с отклонением реальных профилей скважин от проектных; улучшить технико-экономические показатели бурения за счет улучшения условий работы долота, повысить стойкость долот и забойных двигателей, использовать изношенные калибраторы и сократить потребность в них за счет уменьшения интенсивности износа и увеличения допустимой степени износа.

3.2. Конический калибратор

Для того, чтобы центратор выполнял свою функцию опорно-центрирующего элемента его габариты не должны выступать за ограничивающий конус (на рис. 3.5 показана образующая конуса BC). Невыполнение этого условия приведет к выключению центратора из работы и к нестабильной работе компоновки по поддержанию зенитного угла и ухудшению многих показателей бурения.

Однако при выполнении условия вписываемости калибратора в ограничивающий конус эффективность функции калибрования стенки скважины передней частью калибратора снижается. С целью повышения эффективности калибрования стенки скважины предлагается калибратор, рабочая поверхность которого имеет

коническую форму (рис. 3.6).

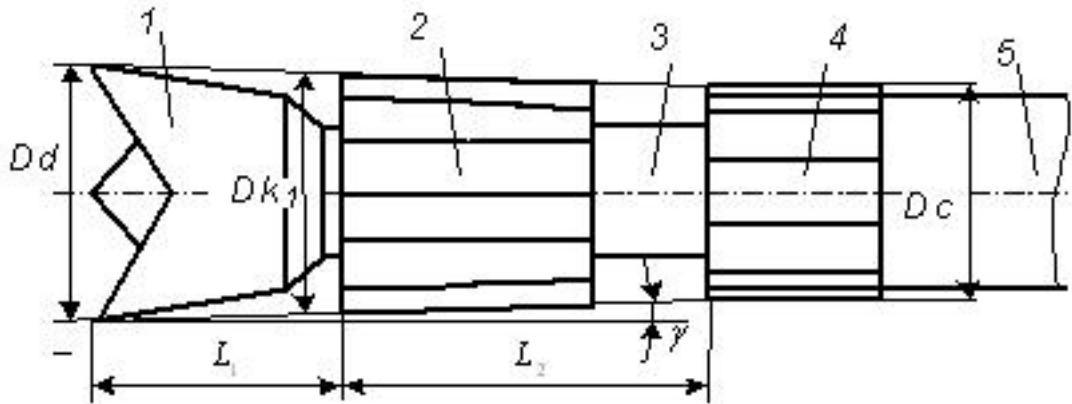


Рис. 3.6. Компоновка с коническим калибратором 1 - долото, 2 - конический калибратор, 3 - вал забойного двигателя, 4 - центратор, 5 - шпиндель ЗД

Угол γ между образующей конуса, формирующей рабочую поверхность калибратора, и его осью зависит от геометрических параметров компоновки и определяется по формуле

$$\gamma = \frac{Dd - Dc}{2(L_1 + L_2)}, \text{ рад (3.3)}$$

Здесь L_1 - расстояние между торцевой поверхностью долота и ближайшей точкой рабочей поверхности калибратора;

L_2 - расстояние между наиболее приближенными к долоту точками рабочих поверхностей калибратора и центратора.

Диаметр калибратора Dk_1 (см. рис. 3.6) определяется по формуле

$$Dk_1 = Dd - 2L_1 \gamma \text{ (3.4)}$$

3.3. Маятниковая компоновка

При удалении центратора от долота реакция на него со стороны нижней стенки скважины уменьшается, и в некоторый момент становится равной нулю. Величина L_1 (расстояние между долотом и центратором), при которой это происходит, зависит от геометрических параметров КНБК и зенитного угла скважины.

На рис. 3.7 приведены результаты расчета реакций на долоте и центраторе при следующих данных: долото - 215,9 мм, забойный двигатель - 195 мм, диаметр центратора от 206 до 212 мм, зенитный угол - 30° . Из рисунка видно, что при величине L_1 более 4 м и диаметре центратора 210 - 212 мм реакция на долоте меняет знак на положительный, т.е. со стороны нижней стенки скважины, следовательно происходит её фрезерование, и компоновка начинает работать на уменьшение зенитного угла. При этом, чем дальше от долота установлен центратор,

тем больше реакция на долоте. Этот, так называемый маятниковый эффект, можно регулировать местом установки центратора. Реакция на центраторе диаметром 206 мм при $L_1 < 4$ м быстро уменьшается, а долото вообще не переходит в режим фрезерования верхней стенки скважины.

С увеличением зенитного угла с 30° до 80° реакция на долоте возрастает примерно вдвое, и уменьшение зенитного угла начинается при более близком расположении центратора.

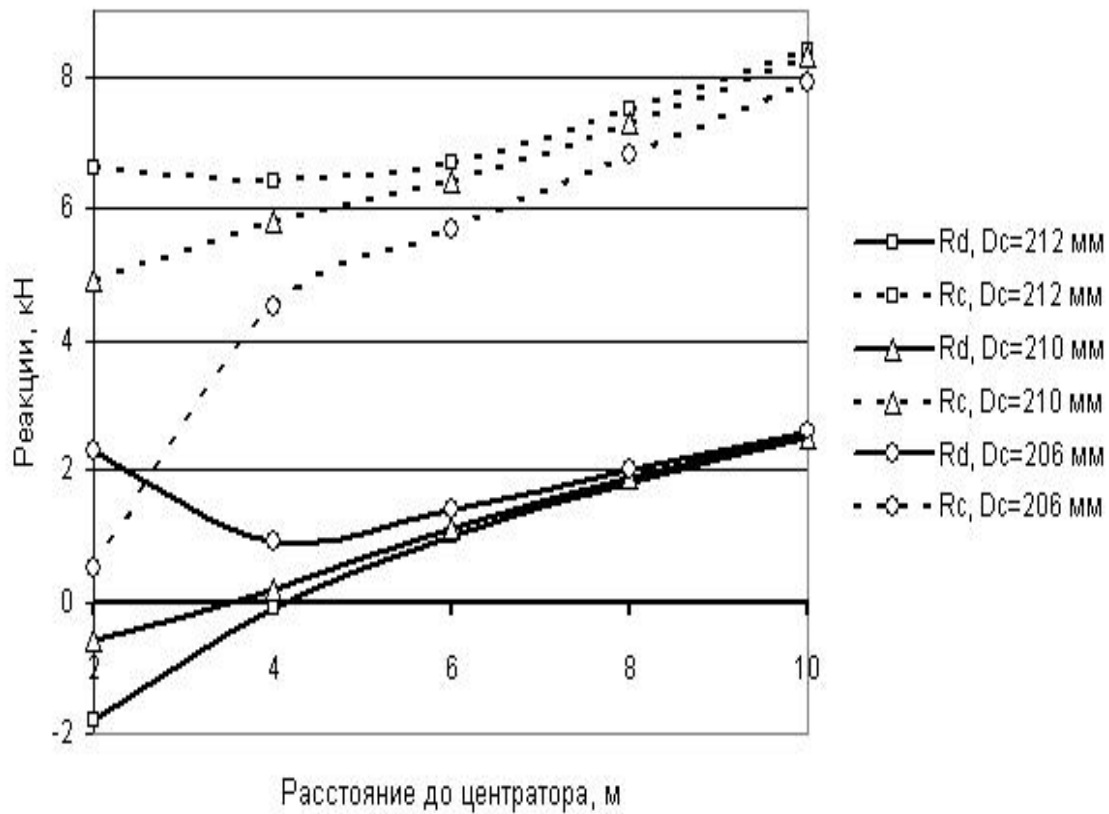


Рис. 3.7. Реакции на долоте и центраторе при значительном удалении центратора от долота Компоновка: долото диаметром 215,9 мм, забойный двигатель диаметром 195 мм, зенитный угол 30°

При испытании передвижного центратора в КНБК с долотом диаметром 295,3 мм и турбобуром 2ТСШ-240 смена знака интенсивности изменения зенитного угла наблюдалась при удалении центратора на 5 м от долота[20].

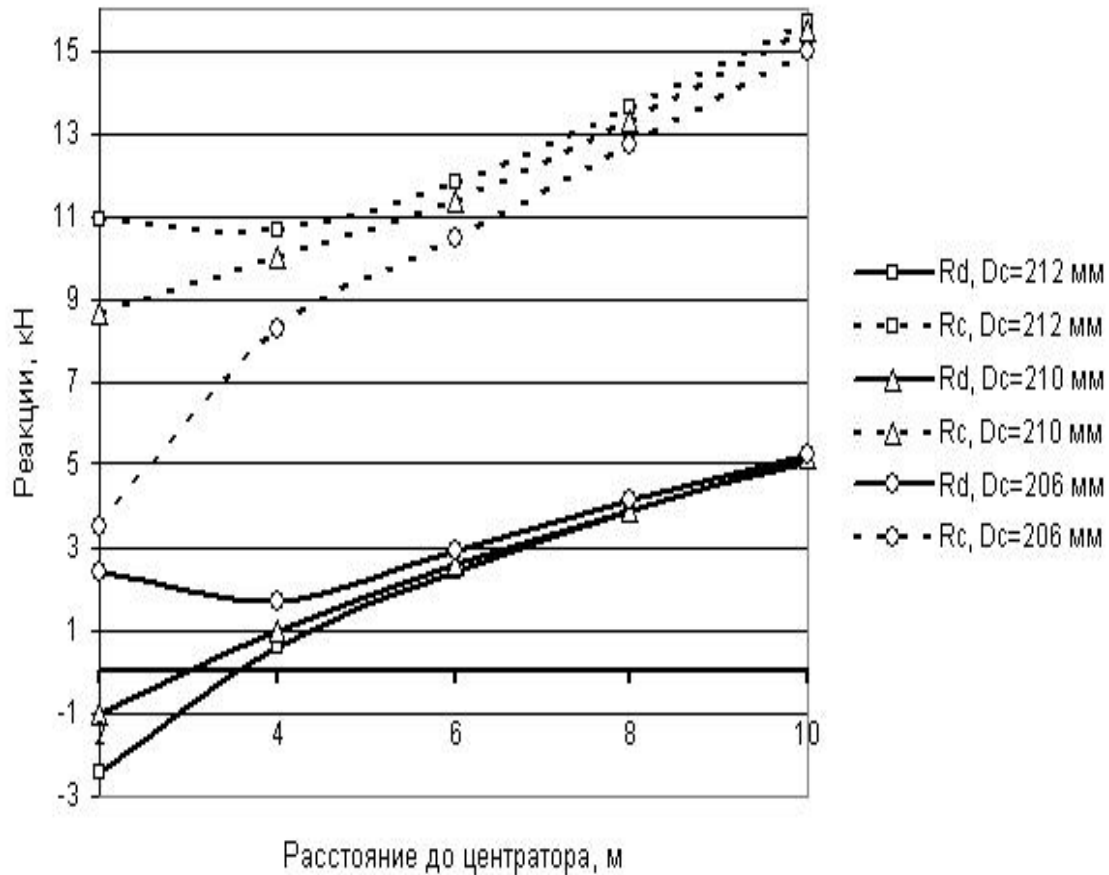


Рис. 3.8. Реакции на долоте и центраторе при зенитном угле 80° Компоновка: долото диаметром 215,9 мм, забойный двигатель диаметром 195 мм

3.4. Прогибы и углы поворота оси КНБК

При изменении расстояния L_1 от долота до центратора происходит изменение формы изогнутой оси КНБК¹, которая определяется величинами прогибов оси компоновки и углов поворота её сечений. Программа для графического построения распределения указанных параметров по длине КНБК имеет следующую структуру. Сначала вводятся исходные данные, включая рассчитанные величины: R_c - реакция на центраторе; R_0 - реакция в точке контакта забойного двигателя со стенкой скважины; L - расстояние от этой точки до центратора. Далее для участков компоновки $0 < x < L$ и $L < x < (L + L_1)$ вводятся выражения углов поворота (Ug) и прогибов оси КНБК (v) по правилам метода начальных параметров. Последней операцией является построение графиков $Ug(x)$ и $v(x)$ с помощью функции «plot». Напомним, что координата $x = 0$ соответствует точке «К» (см. рис. 1.1, 1.11), $x = L$ - центратору, а $x = (L + L_1)$ - долоту. Текст программы:

>Dc:=0.212:L1:=10:ZEN:=40:

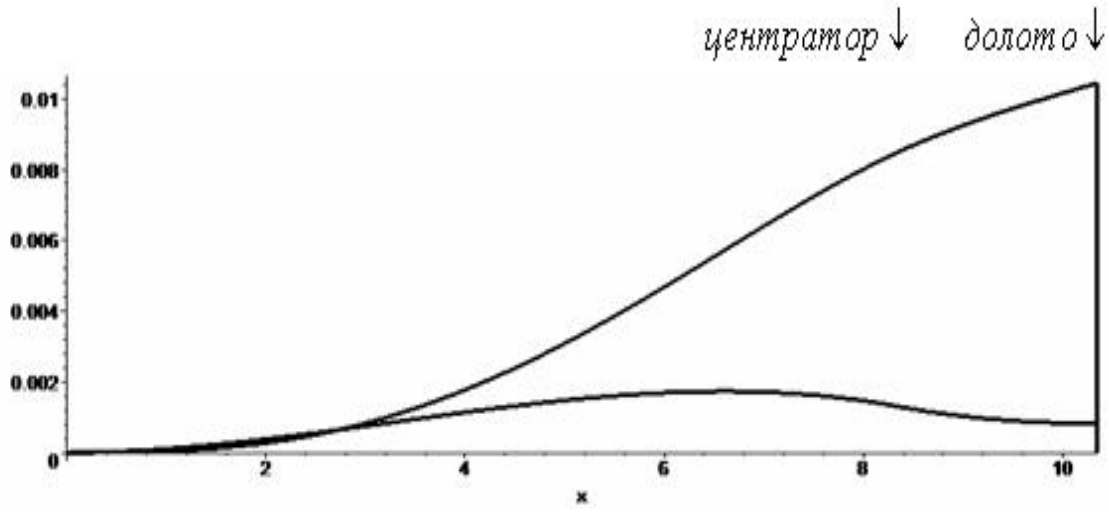
```

EI:=9408: Dd:=0.2159:
Dt:=0.195: alfa:=3.14*ZEN/180:
q:=1.36*sin(alfa):
Rc:=15.85: R0:=3.72: L:=8.41:
Ug:=piecewise(x<L,(R0*x^2/2- q*x^3/6)/EI,
x<(L+L1),
(R0*x^2/2+Rc*(x-L)^2/2-q*x^3/6)/EI):
v:=piecewise(x<L,(R0*x^3/6-q*x^4/24)/EI,
x<(L+L1),(R0*x^3/6+Rc*(x-L)^3/6-
q*x^4/24)/EI):
plot([Ug,v],x=0..18.41,thickness=3);
    
```

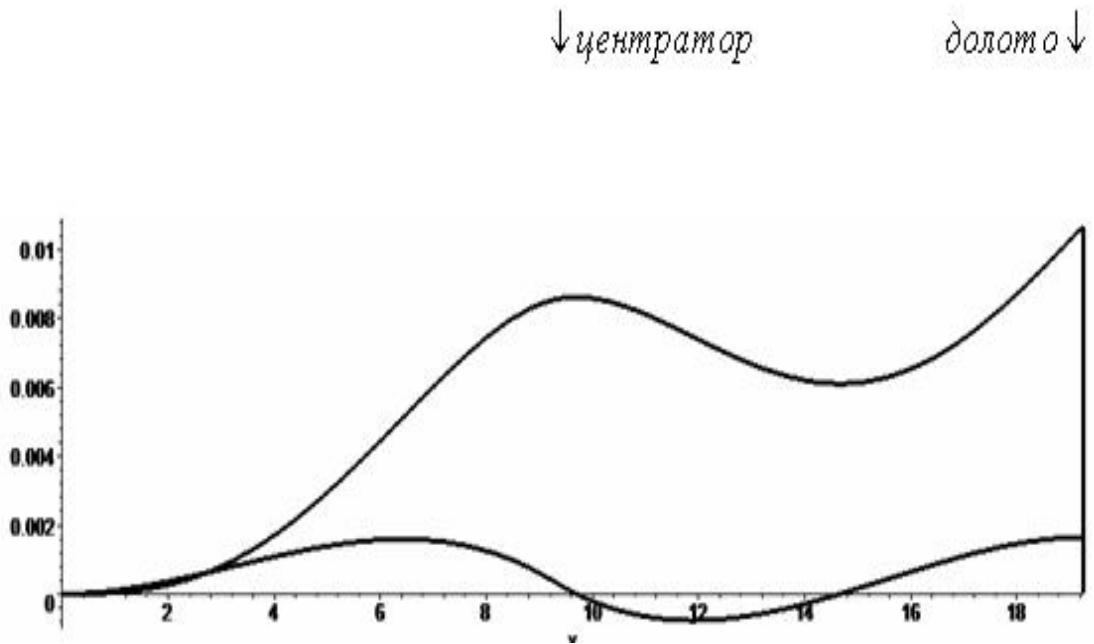
На рис. 3.9 показаны величины прогибов и углов поворота оси КНБК с центратором диаметром 212 мм при его размещении в 2-х и 10 м от долота и зенитных углах 30 и 80°. Начало координат находится напротив точки контакта забойного двигателя со стенкой скважины, поэтому верхняя линия, показывающая прогиб компоновки, одновременно является её осью. Изменение уровня (координаты y) на всей длине составляет величину $(Dd - Dt)/2$. Нижняя линия - это углы поворота поперечных сечений КНБК. Размерности прогибов (м) и углов (рад) численно совпадают.

На графиках (особенно, при $\alpha = 80^\circ$) отчетливо видно соответствие кривых прогибов и углов поворота. Места пересечения оси x линией $Ug(x)$ совпадают с экстремумами функции прогиба $y(x)$. При зенитном угле 80° и $L_1 = 10$ м (рис. 3.9, г) прогиб участка КНБК между долотом и центратором настолько велик, что компоновка почти касается стенки скважины.

а



б



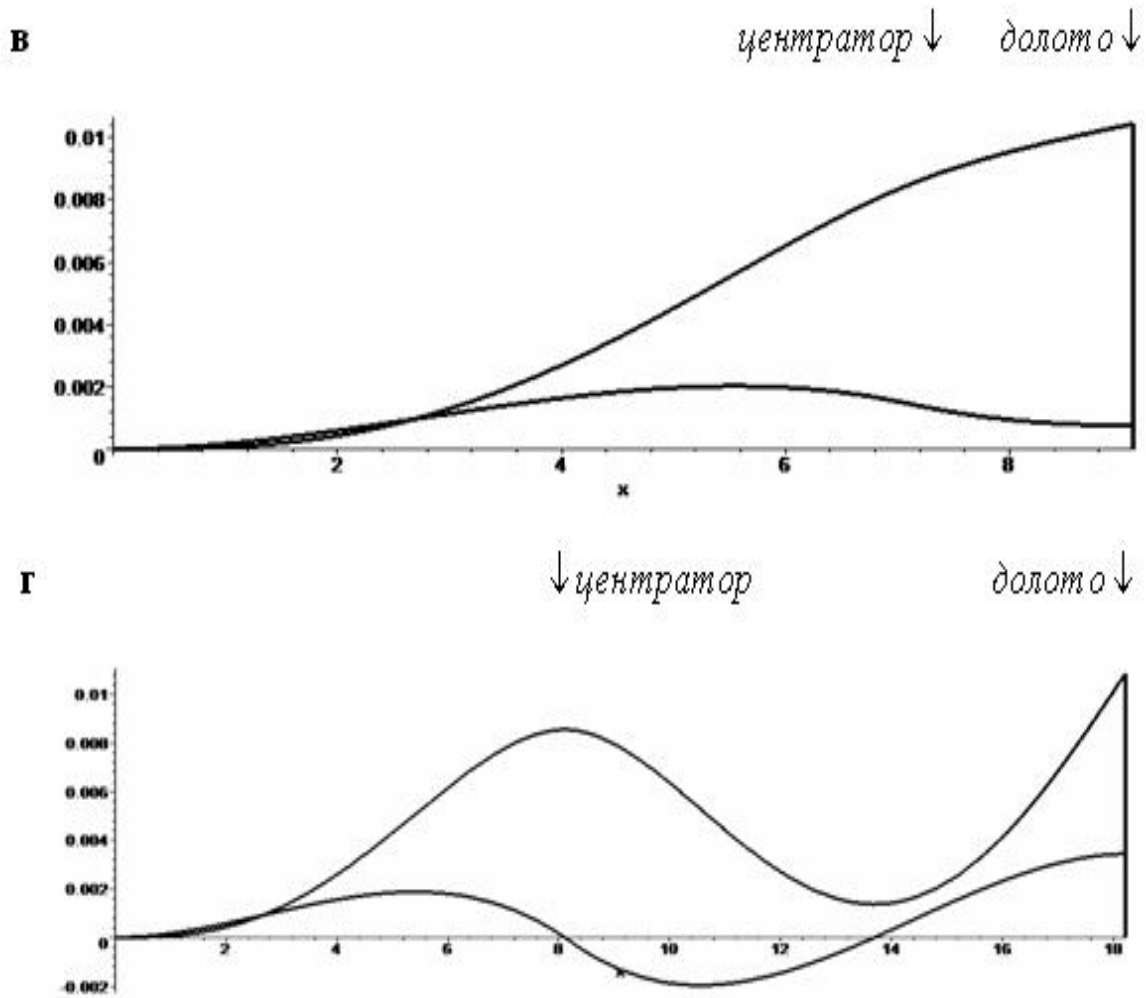
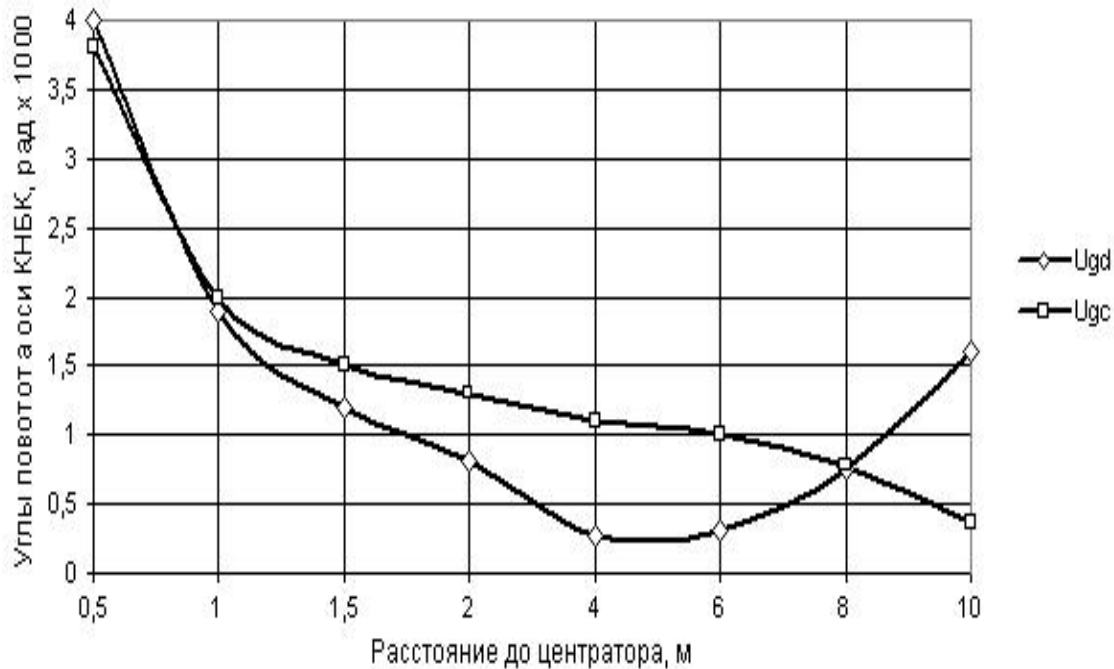


Рис. 3.4. Форма оси КНБК (верхняя кривая) и углы поворота её сечений а - L1=2 м, зенитный угол - 30°; б - L1=10 м, $\alpha=30^\circ$; в - L1=2 м, $\alpha=80^\circ$; г - L1=10 м, $\alpha=80^\circ$

В работе [20] предлагается одноцентраторные компоновки разделить на жесткие, упругие и гибкие. Критерием для такого разделения служит угол поворота оси КНБК на центраторе (U_{gc}), диаметр которого принят равным диаметру долота. При близком расположении центратора величина U_{gc} должна достигать максимума с соответствующим расстоянием до центратора $L_1^{(max)}$; компоновка с $L_1 < L_1^{(max)}$ - жесткая. С удалением центратора угол U_{gc} уменьшается, и при $L_1 = L_1^{(0)}$ становится равным нулю. Компоновка с $L_1^{(max)} < L_1 < L_1^{(0)}$ названа упругой. Если расстояние до центратора превышает величину $L_1^{(0)}$, компоновка называется гибкой. На практике в компоновках с долотом диаметром 215,9 мм обычно применяются центраторы диаметром 210 - 212 мм, поэтому углы поворота сечений

КНБК изменяются. На рис. 3.10 показано изменение углов поворота оси компоновки на долоте и калибраторе при диаметре центратора 212 мм и зенитном угле 30° . Как видно из рисунка, в данном случае более информативным с точки зрения оценки жесткости КНБК оказался угол поворота оси долота, имеющий четко выраженный минимум при расстоянии до центратора 4-5 м от долота.

Рис.



3.10. Изменение углов поворота оси КНБК на долоте и центраторе при изменении расстояния до центратора Компоновка: долото диаметром 215,9 мм; забойный двигатель диаметром 195 мм; зенитный угол 30°

Последовательное изменение формы оси компоновки в зависимости от расстояния между долотом и центратором представлено на рис. 3.11 (зенитный угол принят равным 40°) для трех значений L_1 : 2, 6, 11 м. Расположение долота - на правом конце графиков, центратора - в указанном стрелкой месте (влево от долота). Положение центратора легко угадывается по форме оси компоновки.

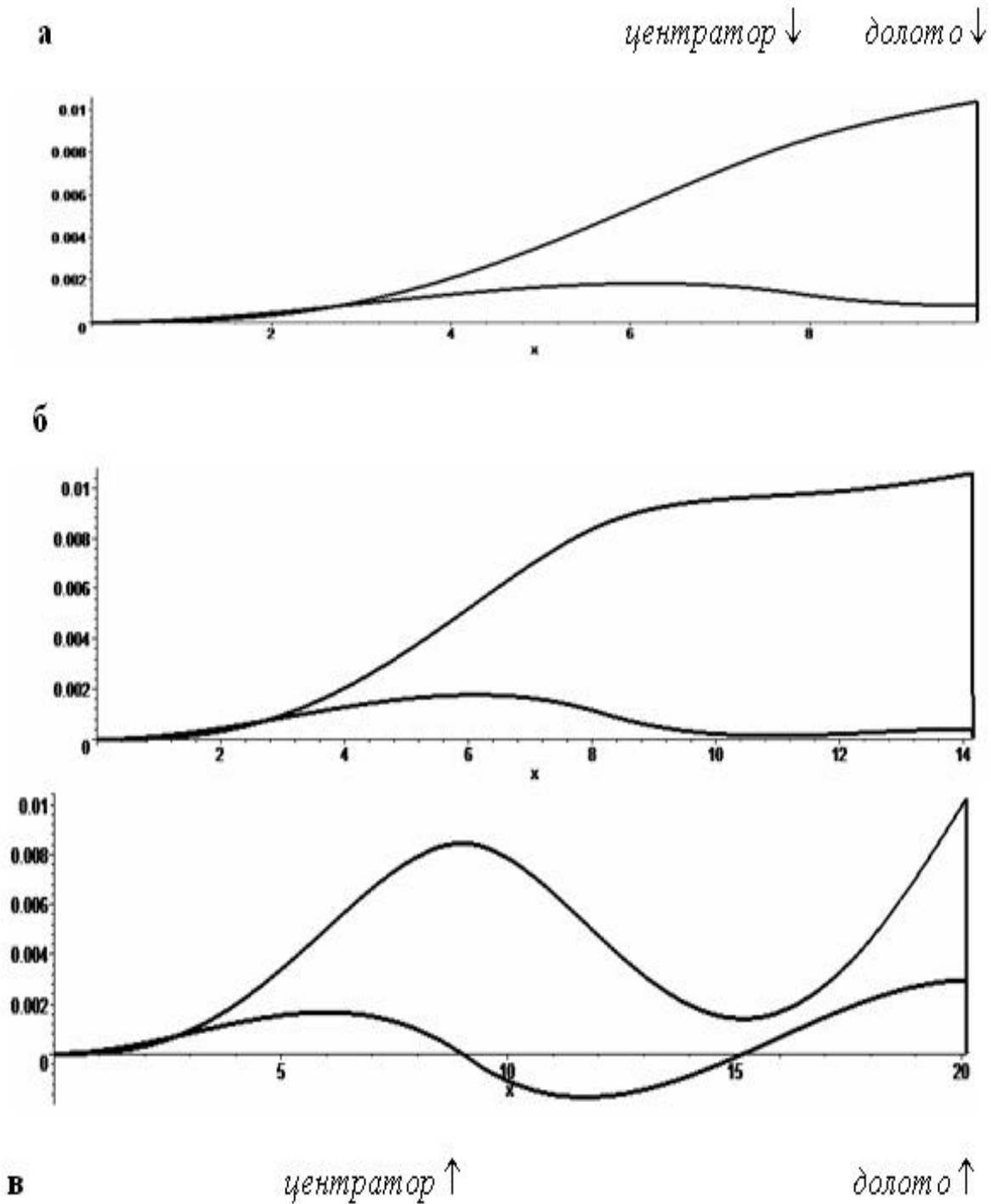


Рис. 3.11. Форма оси КНБК (верхняя кривая) и углы поворота её сечений
 Компоновка: долото диаметром 215,9 мм; забойный двигатель диаметром 195 мм;
 центратор 212 мм; зенитный угол 40°

3.5. Оптимизация геометрических параметров

Стабилизирующую компоновку принято называть оптимальной, если выполняется

одновременно два условия [16, 24, 25]: равенство нулю реакции на долоте и угла между осями долота и скважины. Первое условие должно обеспечивать отсутствие фрезерования стенки скважины боковой поверхностью долота, второе - отсутствие асимметричного разрушения забоя его рабочей поверхностью. Второе условие косвенным образом приводит и к отсутствию фрезерования стенки скважины, так как долото, расположенное вдоль оси скважины (с совпадением их осей) теряет свою фрезерующую способность [20]. Решение методом начальных параметров в «Maple» с учетом данных условий приведено ниже.

> restart: zen:=40:

alfa:=3.14*zen/180: q:=1.36*sin(alfa):

EI:=9408: Dd:=0.2159: Dt:=0.195: a1:={R0*(L0+L1)+Rc*L1=q*(L0+L1)^2/2,

R0+Rc=q*(L0+L1), (3.5)

EI*(Dd-Dt)/2=Rc*L1^3/6+R0*(L1+L0)^3/6- q*(L1+L0)^4/24,

EI*(Dc-Dt)/2=R0*L0^3/6-q*L0^4/24,

UgC=(R0*L0^2/2-q*L0^3/6)/EI, 0=(R0*(L0+L1)^2/2+Rc*L1^2/2-

q*(L0+L1)^3/6)/EI, L0>0}: (3.6)

a2:=solve(a1,{Rc,R0,L0,UgC,L1,Dc});

a2:={UgC=1.115948054 * 10⁻³, L0=8.323764574, L1=4.161882282, R0=2.727559385,
Rc=8.182678142, Dc=0.213577777}

Формула (3.5) выражает условие $R_d = 0$ (отсутствие реакции на долоте), а (3.6) - совпадение оси долота с осью скважины.

Результаты расчета оптимальной одноцентраторной компоновки представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2.

Геометрические параметры оптимальных стабилизирующих компоновок

Зенитный угол, град	20	40	60	80
Dc, мм	213,6	213,6	213,6	213,6
L ₁ , м	4,87	4,16	3,86	3,74
UgC × 1000, рад	0,95	1,12	1,2	1,24
Rc, кН	5,1	8,18	10,2	11,3

Из данных таблицы следует, что для каждого значения зенитного угла существует единственное сочетание диаметра центратора и расстояния его от долота. Этот вывод был сделан ранее в работе [16], где применен метод трёх моментов и получены точно такие же значения диаметра центратора, а величина L₁ при зенитном угле 20 и 40° составила, соответственно, 4,8 и 4,1 м (см. табл. 3.2).

Важно отметить, что компоновка может быть оптимальной при единственном значении диаметра центратора, равном 213,6 мм. На практике применение такого центратора может быть нежелательным ввиду ухудшения проходимости компоновки, особенно, при использовании изношенных калибраторов. Кроме того, при

отклонении любого параметра КНБК или зенитного угла от расчетных значений, компоновка выйдет из оптимального режима, и на долоте появится некоторая отклоняющая сила. Поэтому, на наш взгляд, более важным является поиск реальных геометрических параметров КНБК, а не строгое выполнение всех условий их оптимизации.

3.6. Компоновки для малоинтенсивного увеличения зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя

В работе [16] приводятся расчеты такого режима работы компоновки, при котором допускается некоторая интенсивность изменения зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя при отсутствии реакции на долоте. За основу принимается формула (1.51), в которой компоненты отклоняющего фактора, связанные с влиянием анизотропии породы и фрезерованием стенки скважины приравниваются нулю, а величина угла поворота оси долота относительно нижнего плеча компоновки θ рассчитывается по методике ЗМ. Напомним, что величина $(\beta + \theta)$ в формуле (1.51) (с учетом знаков) соответствует величине U_{gd} в принятой нами системе координат и программе «Maple». Такой подход, учитывая слишком высокие значения диаметра центратора оптимальной компоновки, представляется более предпочтительным.

Таким образом, с целью поиска реальных геометрических параметров компоновок от критерия оптимизации $R_d = 0$, $U_{gd} = 0$ целесообразен переход к критерию $R_d = 0$ при $U_{gd} > 0$. Нам представляется, что компонент отклоняющего фактора формулы (1.51), определяющий искривление скважины за счет асимметричного разрушения забоя, может служить только для оценки предельной, теоретически возможной части величины i_{α} , зависящей от угла между осями

долота и скважины. Какая при этом будет фактическая интенсивность увеличения зенитного угла теоретически определить представляется невозможным, но это несложно уточнить на практике, тем более, что компоновка должна давать стабильные результаты с хорошей их воспроизводимостью ввиду слабой зависимости её работы от осевой нагрузки на долото и его фрезерующей способности, обусловленной лишь отличием фактического режима работы от расчетного. Возвращаясь к рис. 3.7, 3.8 видим, что при диаметре центратора 206 мм компоновка начинает работать на падение зенитного угла, поэтому практический интерес представляют только КНБК с $D_c = 212, 210, 208$ мм.

Далее приведена программа для определения пар значений L_1 , при которых выполняется условие $R_d = 0$.

> **Dc:=0.212: zen:=30:**

alfa:=3.14*zen/180: q:=1.36*sin(alfa):

EI:=9408: Dd:=0.2159: Dt:=0.195:

a1:={R0*(L0+L1)+Rc*L1=q*(L0+L1)^2/2,

R0+Rc=q*(L0+L1),

EI*(Dd-Dt)/2=Rc*L1^3/6+R0*(L1+L0)^3/6

-q*(L1+L0)^4/24,

EI*(Dc-Dt)/2=R0*L0^3/6-q*L0^4/24,

Ugc=(R0*L0^2/2-q*L0^3/6)/EI,

Ugd=(R0*(L0+L1)^2/2+Rc*L1^2/2-q*(L0+L1)^3/6)/EI,L0>4}

a2:=solve(a1,{L1,Rc,R0,L0,Ugc,Ugd});

a2 := { L0 = 7.340046576, Ugc = 0.002283681000, Ugd = 0.002276128447,

R0 = 2.460542116, L1 = 0.8560078165, Rc = 3.110212287}, { Ugc = 0.001110666054,

Rc = 6.395020990, Ugd = 0.0002582955619, L1 = 4.136718134, R0 = 2.221452882,

L0 = 8.540395845}

При подстановке в первую строку программы Dc = 0,208 м решение не найдено, т.е. кривая $Rd(L_1)$ так же, как при Dc = 0,206 мм, не пересекает ось L_1 . По двум оставшимся центраторам (210 и 212 мм) результаты расчета величин L_1 и Ugd приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

Результаты расчета компоновок при условии равенства нулю реакции на долоте

Диаметр центратора 210 мм, зенитный угол 30°				
1 группа	L_1 , м	1,52	Ugd, рад	0,00193
2 группа		3,6		0,00068
Диаметр центратора 212 мм, зенитный угол 30°				
1 группа	L_1 , м	0,86	Ugd, рад	0,00228
2 группа	L_1 , м	4,14	Ugd, рад	0,00026
Диаметр центратора 210 мм, зенитный угол 80°				
1 группа	L_1 , м	1,28	Ugd, рад	0,00229
2 группа		3,04		0,0008
Диаметр центратора 212 мм, зенитный угол 80°				
1 группа	L1, м	0,72	Ugd, рад	0,0027
2 группа		3,5		0,0003

В таблице 3.3 для краткости изложения КНБК. соответствующие решениям с меньшим значением L_1 , названы компоновками первой группы; у компоновок второй группы линия $Rd(L_1)$ пересекает ось при более высоком значении L_1 . Из таблицы видно, что во всех найденных решениях выполняется условие $Ugd > 0$, следовательно, компоновка должна иметь тенденцию к увеличению зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя. Рассчитанные величины реакций на долоте в представляющем наибольший интерес диапазоне значений L_1 приведены на рис. 3.12.

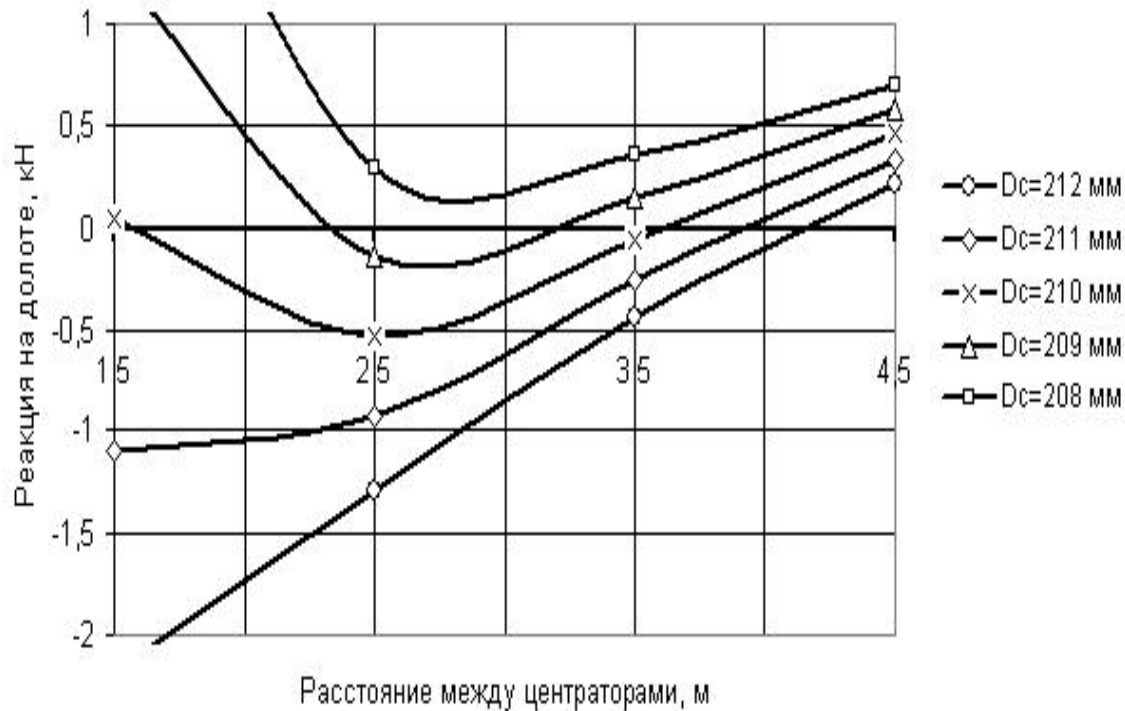


Рис. 3.12. Реакция на долоте при зенитном угле 30° Компоновка: долото диаметром 215,9 мм; забойный двигатель диаметром 195 мм

Из рис. 3.12 видно, что расположение центратора любого диаметра в соответствии с ближними к долоту точками пересечения линиями R_d оси L_1 (КНБК первой группы) приведет к неустойчивым результатам работы компоновки, так как кривые $R_d(L_1)$ расходятся и сильно реагируют на изменение диаметра центратора. Для обеспечения условия $R_d = 0$ при $U_{gd} > 0$ центраторы диаметром 209 - 212 мм необходимо устанавливать на расстоянии, соответственно, от 3,2 до 4,2 м. С увеличением зенитного угла поперечные силы возрастают, и реакция на долоте исчезает при более близком расположении центратора (рис. 3.13).

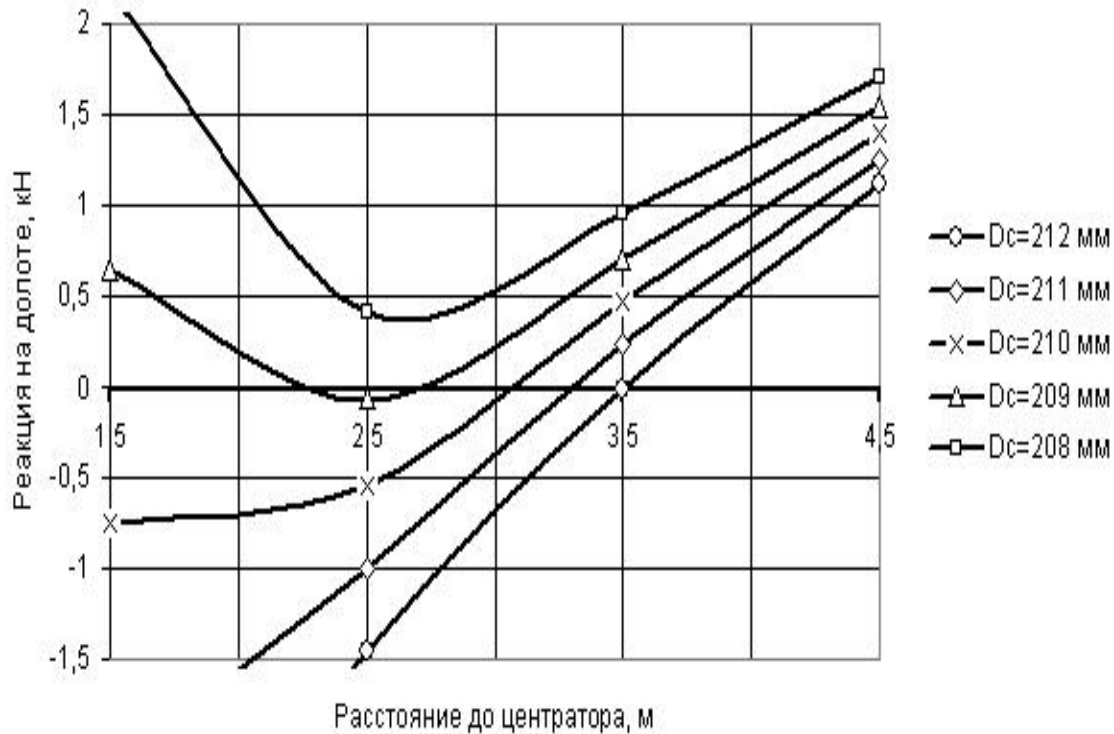


Рис. 3.13. Реакция на долоте при зенитном угле 80° Компоновка: долото диаметром 215,9 мм; забойный двигатель диаметром 195 мм

В таблице 3.4 сведены результаты расчета места установки центратора (т.е. длины L_1) для всех его диаметров, представляющих практический интерес, при зенитном угле, изменяющемся от 20 до 80 градусов.

Таблица 3.4 Компоновки с реальными геометрическими параметрами, удовлетворяющие условию $R_d = 0$

Диаметр центратора, мм	Расстояние между долотом и центратором L_1 , м			
	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 40^\circ$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 80^\circ$
208	-	-	-	-
209	3,41	2,91	2,7	2,62
210	3,96	3,38	3,14	3,04
211	4,29	3,67	3,4	3,29
212	4,55	3,88	3,61	3,49

Определившись с интервалом зенитного угла, в котором предполагается работа компоновки, по данным таблицы можно выбрать диаметр и место установки центратора. Если условия бурения в точности соответствуют расчетным параметрам, компоновка должна в этом случае обеспечивать малоинтенсивное увеличение зенитного угла с темпом, не зависящим от типа долота и режима бурения (вследствие условия $R_d = 0$). Но, как и при оптимальной компоновке,

вследствие влияния различных факторов реальный процесс будет происходить с фрезерованием стенок скважины, только в несколько большей степени.

Нам представляется, что теоретический анализ не должен идти дальше тех данных, которые приведены в таблице, например, пытаться рассчитывать прогнозируемую интенсивность увеличения зенитного угла, так как полученные при этом результаты вряд ли будут похожи на действительность. Реальный, надежный и достаточно простой путь - это опробование компоновок, собранных в соответствии с табл. 3.4 с учетом конкретных условий, с последующим обобщением промысловых и теоретических результатов. Если какая-либо компоновка из приведенных в таблице обеспечила стабилизацию зенитного угла, а требуется, например, его малоинтенсивное увеличение с тем или иным темпом, необходимо несколько уменьшить величину L_1 (приблизить центратор к долоту). В этом случае подключится механизм фрезерования верхней стенки скважины, и появится дополнительная возможность увеличения темпа $i\alpha$ за счет выбора долота с более высокой фрезерующей способностью.

3.7. Устойчивость оптимальной одноцентраторной компоновки к изменению зенитного угла

В работах [24, 25] выявлен очень важный критерий оценки технологических возможностей КНБК - степень устойчивости на проектной траектории. Под проектной траекторией понимается то значение зенитного угла, для которого геометрические параметры данной компоновки являются оптимальными, т.е. обеспечивающими отсутствие реакции на долоте и совпадение осей долота и скважины. Авторами [25] приняты термины «устойчивые», «неустойчивые», «пассивные» КНБК. Мы также будем использовать эту терминологию, считая её удачной. Показано, что компоновки, оптимальные для определенного значения зенитного угла (α), становясь неоптимальными при изменении α , ведут себя по-разному. Устойчивые компоновки стремятся восстановить угол, для которого они оптимальны, т.е. при его превышении появляется реакция на долоте, направленная на его уменьшение, а при уменьшении угла, наоборот, появляющаяся реакция способствует росту угла. У неустойчивых компоновок закономерности противоположные: чем больше отклонение от проектного угла, тем больше реакция на долоте, способствующая этому отклонению. Пассивные - это стабилизирующие компоновки, минимально реагирующие на изменение зенитного угла. Применительно к нами выбранной системе координат сказанное можно интерпретировать следующим образом. Если зависимость $Rd(\alpha)$ для заданной компоновки близка к линейной и имеет положительный угол наклона, компоновка устойчивая; отрицательный - неустойчивая; - близкий к нулю - пассивная. Если зависимость $Rd(\alpha)$ отличается от

линейной, рассматривается угол касательной в каждой её точке. Естественно, что можно говорить о разной степени устойчивости компоновки, и могут быть такие, которые весьма трудно отнести к той или иной группе даже при теоретическом рассмотрении, не говоря о практике. Окончательное заключение об устойчивости компоновки, учитывая нестационарность процесса работы устойчивых и неустойчивых компоновок, может дать только экспериментальная проверка. В работах [25] рассматривались двухцентраторные компоновки. Ввиду массового применения КНБК с одним центратором целесообразно их рассмотрение в плане оценки устойчивости. Ранее для каждого значения зенитного угла были рассчитаны геометрические параметры оптимальных одноцентраторных компоновок (см. табл.3.2). Для проверки устойчивости необходимо для каждой компоновки выявить зависимость $R_d(\alpha)$. Эти зависимости приведены на рис. 3.14. Прежде всего убеждаемся, что пересечение оси каждой кривой наблюдается при таком значении α , для которого компоновка является оптимальной. Главный вывод из представленных результатов расчетов состоит в том, что оптимальные одноцентраторные компоновки являются устойчивыми, причем, чем больше зенитный угол, тем ближе к пассивной становится соответствующая этому углу оптимальная компоновка. Это явствует из того, что углы наклона линий $R_d(\alpha)$ с увеличением значения α уменьшаются.

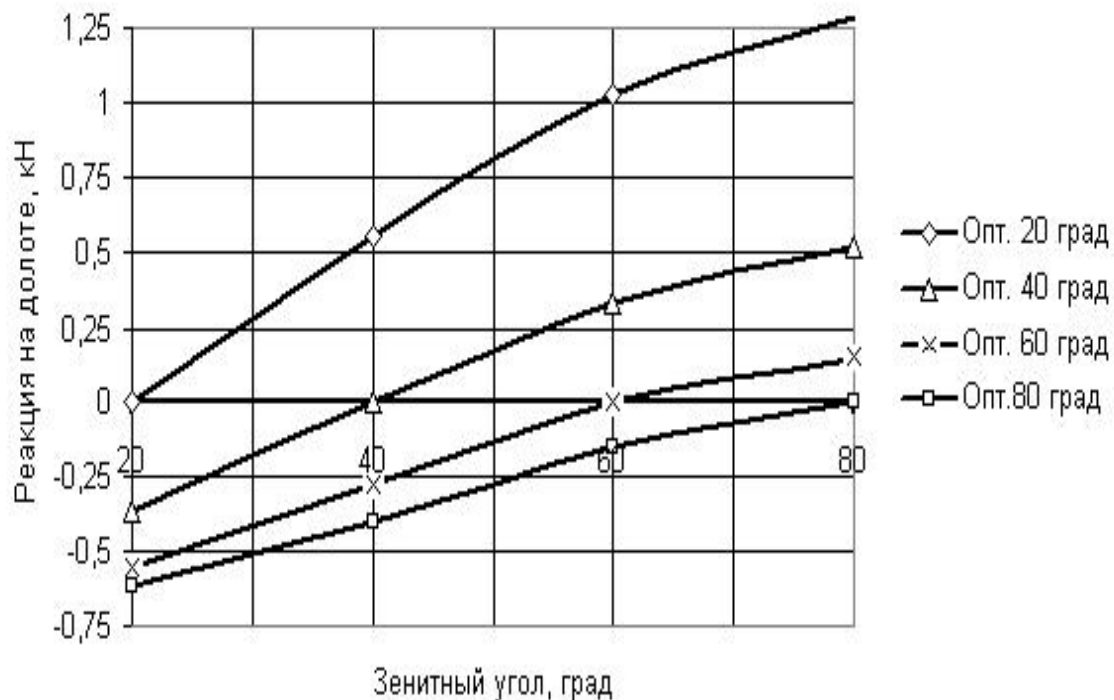


Рис. 3.14. Проверка устойчивости оптимальных компоновок

3.8. Об устойчивости компоновок для малоинтенсивного увеличения зенитного угла

за счет асимметричного разрушения забоя

Как указывалось выше, для реализации условий оптимальности одноцентраторных компоновок требуется центратор с увеличенным диаметром, зачастую неприемлемым на практике, поэтому представляет интерес проверка устойчивости компоновок, у которых отсутствует реакция на долоте, но имеется возможность малоинтенсивного увеличения угла за счет асимметричного разрушения забоя (для краткости назовем этот процесс механизмом разрушения А, а компоновки, ему соответствующие - компоновками типа А). Здесь требуется несколько иная трактовка понятия устойчивости КНБК. Допустим, компоновка типа А обеспечивает некоторую интенсивность увеличения зенитного угла i . Если она устойчива, в прежнем понимании этого термина, при увеличении i зенитного угла величина i начнет снижаться и может поменять знак, если появляющийся при этом механизм фрезерования стенки скважины (назовем его для краткости механизмом Ф) станет доминирующим. При этом скважина будет стремиться вернуться к исходным значениям α и i . То же самое произойдет и при уменьшении зенитного угла, следовательно, i по технологическим свойствам такая КНБК близка к стабилизирующей. Неустойчивая компоновка увеличивает интенсивность набора угла i с увеличением зенитного угла и уменьшает i с его уменьшением, т.е. уводит скважину от расчетной траектории. Пассивная компоновка не реагирует на изменение зенитного угла. Оценка степени устойчивости КНБК такая же, как для оптимальных компоновок [25], но здесь вместо угла стабилизации имеется в виду интенсивность увеличения зенитного угла.

Для оценки устойчивости компоновок типа А выбраны КНБК с центраторами диаметром 210 и 212 мм, обеспечивающие условие $R_d = 0$ при зенитном угле 20, 40 и 60 град. Напомним, что компоновки оптимальные (ОПТ) не могут иметь центраторы указанных размеров. По представленным на рис. 2. результатам расчетов видно, что все варианты компоновок типа А обладают устойчивостью. При построении зависимостей $R_d(\alpha)$ для этих компоновок выявилось их значительное сходство с аналогичными зависимостями компоновок ОПТ (см. рис. 3.15), поэтому они для сравнения совмещены на одном графике. Сплошные линии (компоновка ОПТ) идут несколько круче линий $R_d(\alpha)$ компоновок А. Это означает, что они быстрее должны восстанавливать расчетный угол стабилизации, чем компоновка А заданную интенсивность увеличения зенитного угла и его исходное значение. Линии $R_d(\alpha)$ при $D_c = 212$ мм (с коротким штрихом) идут несколько круче, чем при $D_c = 210$ мм (длинный штрих). Следовательно, компоновка с меньшим диаметром центратора будет дольше сохранять первоначальные параметры скважины. Но, в целом, компоновки типа А по своим технологическим свойствам должны быть близки к стабилизирующим компоновкам с тенденцией к незначительному увеличению зенитного угла.

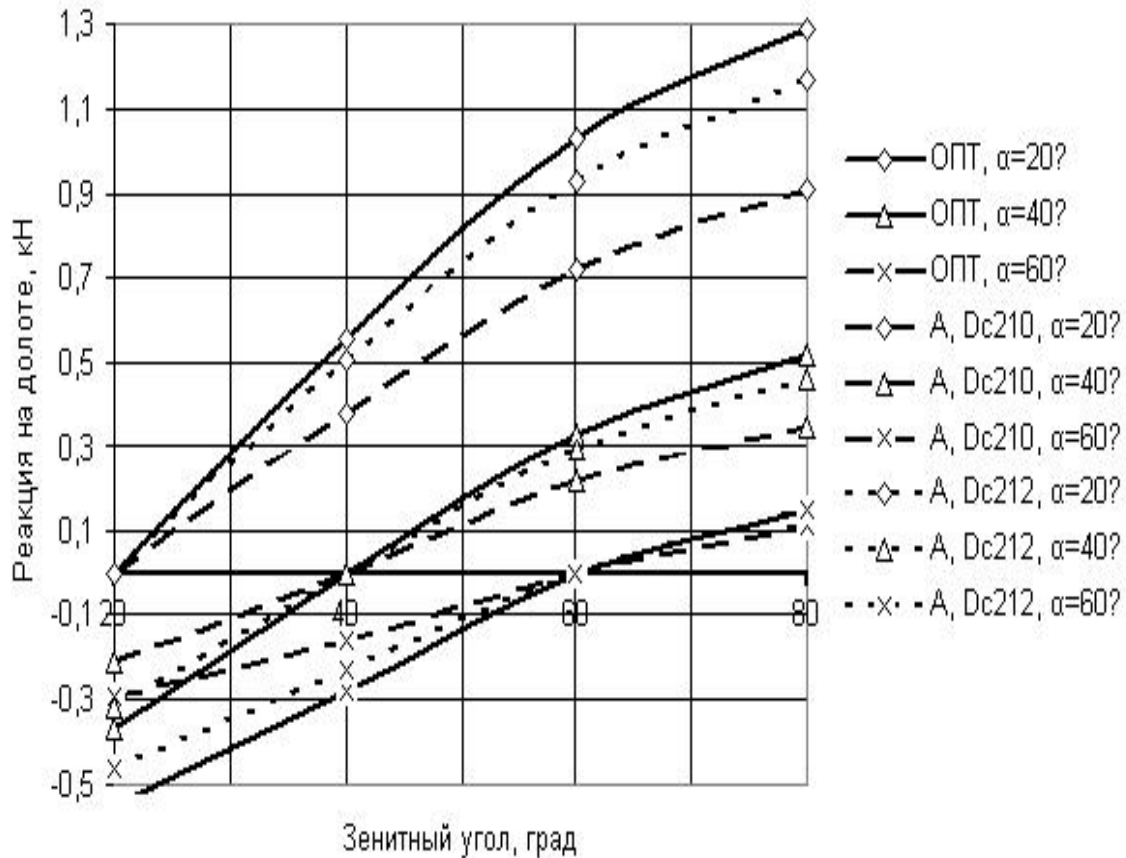


Рис. 3.15. Сравнение устойчивости оптимальных компоновок и КНБК типа А
 Компоновка: долото диаметром 215,9 мм; забойный двигатель диаметром 195 мм;
 геометрические параметры компоновок приведены в табл. 3.2, 3.4, соответственно

3.9. Режим стабилизации зенитного угла при асимметричном разрушении забоя и фрезеровании стенки скважины

Чаще всего от неориентируемой компоновки требуется обеспечение стабилизации зенитного угла. Идеальными для выполнения этой задачи представляются оптимальные пассивные, а также устойчивые компоновки, но их недостаток состоит в том, что требуется центратор диаметром 213,6 мм. Поскольку при бурении наклонных скважин турбинным способом необходимо всегда стремиться по возможности уменьшить диаметр центратора, представляет практический интерес использование КНБК с центраторами диаметром 209 - 212 мм для стабилизации зенитного угла. Как было показано выше, от компоновок типа А с центраторами диаметром 209 - 212 мм можно ожидать увеличения зенитного угла или его стабилизации. У этих КНБК можно вообще устранить тенденцию к повышению угла,

тем самым приблизив их к оптимальным стабилизирующим компоновкам. рис. для этого нужно увеличить расстояние между долотом и центратором. Естественно, при работе такой компоновки будут одновременно реализовываться два механизма искривления скважины: за счет асимметричного разрушения (А) и фрезерования стенки скважины боковой поверхностью долота (Ф). Механизм А способствует увеличению зенитного угла. Для того, чтобы механизм Ф был направлен на уменьшение α для компенсации его роста необходимо в компоновках А несколько увеличить расстояние до центратора (см. рис. и табл. 3.4). Каким должно быть это увеличение, иначе, как опытным путем, определить невозможно. Если механизмы А и Ф компенсируют друг друга, произойдет стабилизация зенитного угла. Можно опытным путем установить значение положительной реакции на долоте (см. рис.), при которой наступает стабилизация α .

Описываемый процесс происходит вблизи точек, в которых $R_d = 0$, составляющая механизма искривления А может оказаться очень незначительной (это можно установить только опытным путем), поэтому отклоняющая сила, необходимая для стабилизации, невелика и не может привести к заметному ухудшению работы долот и забойных двигателей.

Каждая неориентируемая компоновка должна быть проверена на устойчивость. Проверим на устойчивость несколько вариантов компоновок АФ (стабилизирующих, с механизмами искривления А и Ф). Возьмем из таблицы компоновок А (см. табл.3.3) 4 варианта КНБК: с $D_c = 210$ и 212 мм при зенитном угле 20 и 60 град. Для образования компоновок АФ, учитывая характер зависимостей $R_d(\alpha)$ (см. рис. 3.12, 3.13), увеличим длину L_1 на $0,4$ м для угла 20° и на $0,3$ м для $\alpha = 60^\circ$. Тогда испытываемые компоновки будут иметь следующие размеры:

- 1) $D_c = 210$ мм, $L_1 = 4,36$ м (угол 20°);
- 2) $D_c = 210$ мм, $L_1 = 3,44$ м (угол 60°);
- 3) $D_c = 212$ мм, $L_1 = 4,95$ м (угол 20°);
- 4) $D_c = 212$ мм, $L_1 = 3,91$ м (угол 60°);

Вычисленные при указанных геометрических параметрах зависимости $R_d(\alpha)$ (рис.) позволяют сделать вывод об устойчивости компоновок АФ.

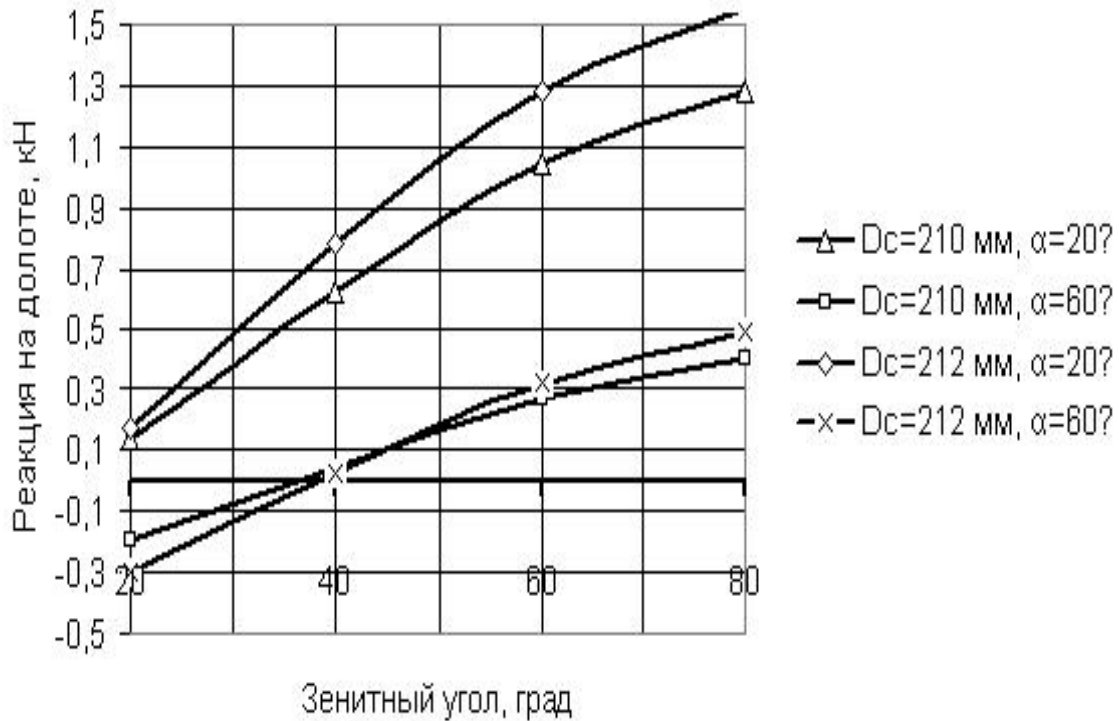


Рис. 3.16. Проверка устойчивости компоновок типа А - стабилизирующих

3.10. Компоновки типа А для увеличения зенитного угла

Как отмечалось выше, можно повысить интенсивность увеличения зенитного угла, видоизменив компоновку А путем некоторого уменьшения расстояния до центриатора (см. рис. 3.12, 3.13). В этом случае реакция на долоте направлена со стороны верхней стенки скважины и механизм искривления Φ будет способствовать увеличению зенитного угла.

Преобразовав 4 варианта компоновок А, рассмотренные выше, в компоновки для увеличения зенитного угла путем соответствующего уменьшения величин L_1 , получаем следующие компоновки:

- 1) $D_c = 210$ мм, $L_1 = 3,56$ м (угол 20°);
- 2) $D_c = 210$ мм, $L_1 = 2,84$ м (угол 60°);
- 3) $D_c = 212$ мм, $L_1 = 4,15$ м (угол 20°);
- 4) $D_c = 212$ мм, $L_1 = 3,31$ м (угол 60°).

Компоновки по всем вариантам обладают устойчивостью (рис.3.17), т.е. способностью возвращаться в расчетный режим работы при изменении зенитного угла

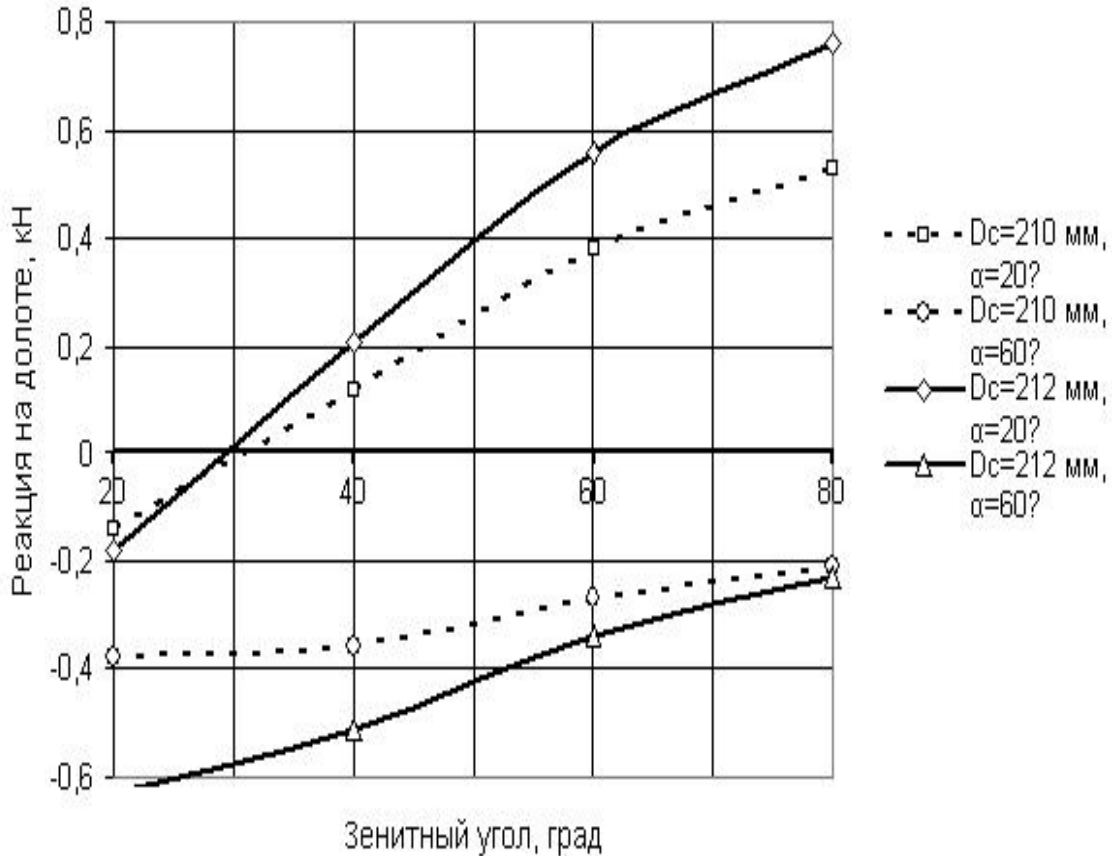


Рис. 3.17. Устойчивость компоновок для увеличения зенитного угла.
Геометрические параметры компоновок приведены в тексте

Как видно из рис. 3.17, компоновку для увеличения зенитного угла при угле 60° можно считать пассивной.

Выводы по третьей главе

Установлено, что каждому значению диаметра центратора и расстояния между ним и долотом соответствует критический диаметр калибратора, превышение которого приводит к перераспределению нагрузки между калибратором и центратором. Предложены соответствующие расчетные формулы.

В типовой стабилизирующей компоновке (диаметр долота 215,9 мм, турбобура - 195 мм) близкий к полноразмерному калибратор является опорно-центрирующим элементом и частично, или полностью, выводит из работы центратор.

Использование в качестве критерия оптимизации стабилизирующей компоновки равенство нулю реакции на долоте и угла между осями долота и скважины (компоновка «О») дает для каждого значения зенитного угла единственное решение с завышенным для практического применения диаметром центратора.

При отказе от условия равенства нулю угла между осями долота и скважины и его положительном знаке (компоновка «А») КНБК приобретает способность к малоинтенсивному увеличению зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя без фрезерования стенки скважины, и появляются решения для любого центратора диаметром не менее 209 мм (долото 215,9 мм).

При диаметре центратора более 208 мм имеются два решения, соответствующие двум значениям расстояния между ним и долотом. Меньшее из них неприемлемо ввиду неустойчивости решения, т.е. сильной зависимости реакции на долоте от геометрических параметров компоновки.

Рассчитаны расстояния до центратора в диапазонах изменения его диаметра от 209 до 212 мм и зенитного угла от 20 до 80°.

Проверка на устойчивость компоновок к изменению зенитного угла показала, что оба типа компоновок, О и А, являются устойчивыми.

Компоновка типа А позволяет применить центраторы диаметром 210 - 212 мм, при этом у неё появляется тенденция к малоинтенсивному увеличению зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя.

Компоновка типа А может быть преобразована под режимы стабилизации и увеличения зенитного угла, соответственно, путем увеличения и уменьшения расстояния до центратора. Оба полученных таким образом типа компоновки (АФ) используют смешанный механизм искривления скважины, дополненный фрезерованием её стенки боковой поверхностью долота, и являются устойчивыми к изменению зенитного угла, а при больших его значениях - пассивными.

ГЛАВА 4 РАСЧЕТЫ ДВУХЦЕНТРАТОРНЫХ КОМПОНОВОК

Как считают многие исследователи [13, 15, 26 и др.], и показывает многолетний опыт бурения наклонных скважин в Западной Сибири, одноцентраторные компоновки не могут дать надежных результатов по стабилизации зенитного угла и азимута скважины. Для каждого значения зенитного угла существует лишь одно сочетание диаметра центратора и расстояния между ним и долотом, при котором компоновка является оптимальной. Если на практике нельзя применить центратор увеличенного диаметра (около 214 мм при долоте 215,9 мм), теоретически стабилизацию осуществить невозможно. Двухцентраторные компоновки должны предоставлять более широкие возможности и иметь меньше ограничений при их проектировании, и, кроме того, у них появляется преимущество в отношении воздействия на азимут скважины.

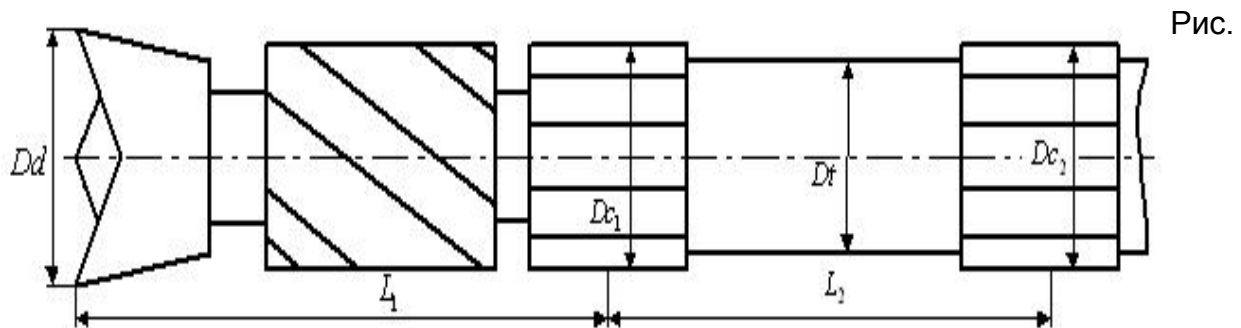
Приведенные ниже исследования КНБК с двумя центраторами имеет целью: выявление возможностей применения центраторов практически приемлемых размеров для создания оптимальных стабилизирующих компоновок с проверкой их устойчивости; изучение влияния различных геометрических параметров и зенитного

угла на характер зависимостей реакций на долоте и центраторах; оценку возможностей создания КНБК для малоинтенсивного увеличения зенитного угла и стабилизации азимута, в том числе с использованием передвижных центраторов.

По двухцентраторным компоновкам имеются исследования [16, 25 и др.], но они в основном недостаточно ориентированы на условия бурения в Западной Сибири. Ввиду значительного возрастания числа геометрических параметров у двухцентраторных компоновок их подбор опытным путем практически невозможен, поэтому существенно повышается роль теоретических исследований. При этом целью ставится не получение теоретическим путем траектории скважины по геометрическим параметрам компоновки, а изучение их свойств, являющееся основанием для подготовки опытных образцов КНБК.

Схема компоновки с обозначением её геометрических параметров приведена на рис. 4.1. Предполагается, что калибратор установлен с соблюдением условий, приведенных ранее (см. п. 3), т.е. он не является опорно-центрирующим элементом, поэтому в расчетах учитывается только его длина.

Двухцентраторная КНБК характеризуется следующими геометрическими параметрами: D_d , D_{c1} , D_{c2} , D_t - диаметры, соответственно, долота, забойного двигателя, первого и второго центраторов, соответственно; L_1 , L_2 , L - расстояния, соответственно, между долотом и первым центратором (первый участок), между центраторами (второй участок) и от второго центратора до точки контакта ЗД со стенкой скважины.



4.1. Схема и геометрические параметры компоновки D_d , D_t , D_{c1} , D_{c2} , - диаметры долота, забойного двигателя, первого и второго центраторов, соответственно; L_1 , L_2 - длины первого и второго участков

4.1. Оптимальные компоновки

Ввиду отмеченного выше многообразия возможных вариантов рассматриваемых компоновок по их геометрическим параметрам целесообразно уменьшить их число и в первую очередь исследовать стабилизирующие оптимальные КНБК, тем более, что двухцентраторные компоновки предназначаются главным образом для стабилизации зенитного угла и азимута скважины.

В работах [24, 25] изучались данные КНБК, выявлены некоторые их характерные особенности, введено понятие устойчивости стабилизирующих компоновок, но применить на практике эти результаты в условиях Западной Сибири затруднительно, так как конкретных рекомендаций, соответствующих реально применяемым в этом регионе компоновкам, не содержится.

В приведенные ранее решения методами начальных параметров и с помощью уравнений трёх моментов (см. п.) для компоновки с двумя центраторами необходимо внести условия оптимизации[]:

$$R_d = 0, \quad U_{gd} = 0 \quad (4.1)$$

Наиболее эффективным способом решения задачи представляется задание на входе в программу диаметра первого центратора (D_{c_1}) и места его расположения (L_1) с получением на выходе геометрических параметров по второму центратору (D_{c_2} и L_2), соответствующих оптимальной компоновке. Но на реализацию программы в этом случае тратится много времени, решение может быть вообще не найдено, или потеряна часть решений.

Облегчить решение задачи помогает следующее обстоятельство. Одноцентраторные компоновки оптимальны, как указывалось выше, при единственном сочетании параметров D_c, L_1 . Подобное свойство есть и у двухцентраторных компоновок: для заданных значений зенитного угла и диаметра первого центратора существует определенное расстояние между ним и долотом, при котором выполняются условия оптимизации (4.1).

Наложив условие $U_{gd} = 0$, определяем оптимальное расстояние L_1 , а затем отыскиваем все интересующие нас пары значений D_{c_2}, L_2 .

По этой методике с использованием приведенных ранее программ расчета двухцентраторных компоновок (см. п.) методами МНП и ЗМ, соответственно, в программах «Maple» и «MathCad», выполнены расчеты, результаты которых приведены в таблице 4.1.

В работе [25] вопросы устойчивости компоновок рассмотрены на примере трех стабилизирующих, оптимальных для зенитного угла 15° , КНБК с забойным двигателем Д-172:

- 1) $D_{c_1} = 215,2$ мм; $L_1 = 3,4$ м; $D_{c_2} = 203$ мм; $L_2 = 5$ м;
- 2) D_{c_1}, L_1 - то же; $D_{c_2} = 202$ мм; $L_2 = 9$ м;
- 3) D_{c_1}, L_1 - то же; $D_{c_2} = 213$ мм; $L_2 = 11$ м.

Приняв, для двигателя Д-172 $q = 1,1 \cdot \sin(\alpha)$ и $EI = 4000$ кН·м², решая по изложенной методике, получаем, соответственно, для указанных вариантов: 1) $L_2 = 5$ м; 2) $L_2 = 8,75$ м; 3) $L_2 = 11,1$ м. Некоторая разница результатов решений объясняется, по-видимому, различиями в исходных данных.

Как видно из примера, для долота диаметром 215,9 мм принят первый центратор диаметром 215, 2 мм. В Западной Сибири такие центраторы не применяются, поэтому расчеты выполнены при их диаметре, не превышающем 214 мм.

Таблица 4.1

Расчетные геометрические параметры оптимальных стабилизирующих

двухцентраторных компоновок

Dc ₁ = 214 мм; L ₁ = 4,64 м.; зенитный угол 20°								
Dc ₂ , мм	212	210	208	206	204	202	200	
L ₂ , м	1 гр.	0,95	1,7	2,38	3,05	3,75	4,53	5,4
	2 гр.	13,56	13,3	13,0	12,67	12,3	11,85	11,3
L ₁ = 3,95 м.; зенитный угол 40°								
L ₂ , м	1 гр.	0,8	1,45	2,05	2,62	3,23	3,9	4,65
	2 гр.	11,55	11,35	11,1	10,8	10,5	10,1	9,6
L ₁ = 3,68 м.; зенитный угол 60°								
L ₂ , м	1 гр.	0,75	1,35	1,9	2,42	2,97	3,58	4,3
	2 гр.	10,75	10,55	10,32	10,05	9,75	9,4	8,95
Dc ₁ = 213 мм; L ₁ = 5,15 м.; зенитный угол 20°								
L ₂ , м	1 гр.	Rc ₂ < 0, или нет решения						
	2 гр.	14,9	14,7	14,5	14,25	14	13,7	13,4
L ₁ = 4,4 м.; зенитный угол 40°								
L ₂ , м	1 гр.	Rc ₂ < 0, или нет решения						
	2 гр.	12,75	12,57	12,38	12,18	11,95	11,72	11,45
L ₁ = 4,1 м.; зенитный угол 60°								
L ₂ , м	1 гр.	Rc ₂ < 0, или нет решения						
	2 гр.	11,85	11,7	11,5	11,35	11,14	10,92	10,65
Dc ₁ = 212 мм; L ₁ = 5,55 м.; зенитный угол 20° (только КНБК второй группы)								
L ₂ , м	16,0	15,82	15,65	15,45	15,25	15,05	14,8	
L ₁ = 4,75 м.; зенитный угол 40° (КНБК второй группы)								
L ₂ , м	13,65	13,52	13,4	13,25	13,05	12,85	12,65	
L ₁ = 4,38 м.; зенитный угол 60								
L ₂ , м	12,6	12,5	12,35	12,2	12,05	11,9	11,7	

При расчетах необходимо учитывать, что с увеличением расстояния между центраторами (L₂) решения могут пропадать, а затем вновь появляться. Для краткости и ясности дальнейшего изложения назовем компоновки, соответствующие первому решению (с меньшим значением L₂), компоновками первой группы, а соответствующие второму решению - компоновками второй группы. Из таблицы видно, что при уменьшении диаметра первого центратора (Dc₁ ≤ 213 мм) остаются только КНБК второй группы, однако, при этом значительно увеличивается расстояние между центраторами. Получение отрицательной реакции на втором центраторе эквивалентно отсутствию решения.

4.2. Устойчивость оптимальных стабилизирующих компоновок к изменению зенитного угла

Любая стабилизирующая компоновка должна быть исследована на устойчивость,

являющуюся одним из важнейших критериев оценки качества КНБК [25]. Таблица 4.1 позволяет выбрать исходные данные для оценки влияния на устойчивость компоновки зенитного угла, для которого производилась её оптимизация, и её геометрических параметров: диаметров центраторов (D_{c1} , D_{c2}) и их расположения (L_1 , L_2). Исследование проводилось для следующих вариантов компоновок: 1) $D_{c1}=214$ мм; $D_{c2}=210, 206, 202$ мм; $\alpha = 20, 60^\circ$; L_2 принимает два значения (см. табл. 4.1); при этом изучается влияние на устойчивость КНБК параметров α , L_2 и D_{c2} ; 2) $D_{c1}=213$ мм, $D_{c2} = 210, 202$ мм; $\alpha = 20, 60^\circ$ - для выявления влияния параметра D_{c1} . На рис. 4.2. представлены зависимости $Rd(\alpha)$ для КНБК, оптимизированных при $\alpha = 20^\circ$, о чем свидетельствует пересечение всеми линиями оси в точке $\alpha = 20^\circ$ (в легенде к графику изменены обозначения: D_{c1} на D_{c2} , L_1 на L_2 и т.д.). Для каждого центратора $D_{c2} = 210, 206$ и 202 мм существует по два варианта его расположения, при которых компоновка оптимальна. Пунктирные и сплошные линии относятся, соответственно, к компоновкам первой и второй групп.

В вариантах 1, 3, 5, (линии 1, 3 наложился друг на друга), относящихся к компоновкам первой группы, величина $Rd(\alpha)$ с увеличением зенитного угла возрастает. В принятой нами системе координат это означает, что при отклонении α от 20° в большую сторону на долоте появится отклоняющая сила, способствующая уменьшению зенитного угла, который постепенно восстановится до прежнего значения. То же самое произойдет и при случайном отклонении зенитного угла в меньшую сторону. Этот процесс впервые подробно описан в работах [25]. По принятой в них терминологии такие компоновки называются устойчивыми.

В варианте 4 линия $Rd(\alpha)$ почти параллельна оси α , и КНБК с соответствующими параметрами называется пассивной [25]. Наклон линий $Rd(\alpha)$ (строго говоря, касательных в точках этих линий) может сильно отличаться, т.е. степень реагирования компоновок на изменение угла различна, поэтому для краткости и удобства описания этого свойства введем термины «активно-устойчивая» (с большим углом наклона линий $Rd(\alpha)$) и «пассивно-устойчивая», т.е. приближающаяся к пассивной КНБК. Таким образом, КНБК первой группы обладают свойством устойчивости.

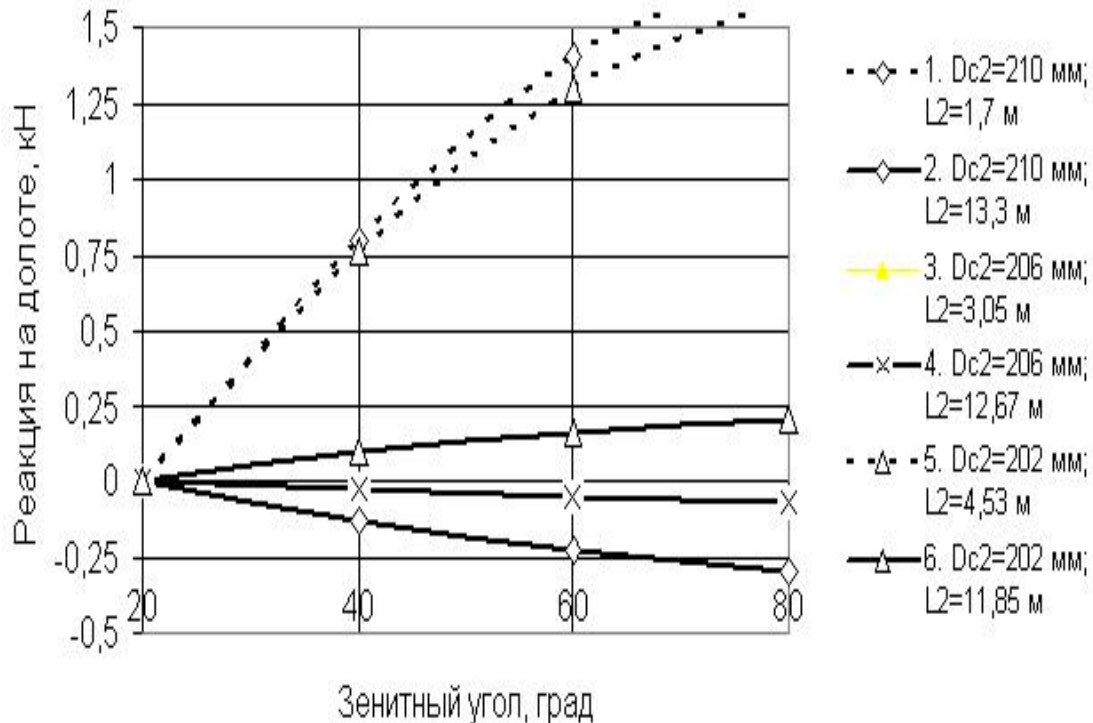


Рис. 4.2. К оценке устойчивости стабилизирующих компоновок Диаметр первого центрователя $D_{c1} = 214$ мм; расстояние между ним и долотом 4,64 м; зенитный угол 20° (решения по 1. 3 вариантам совпали)

У КНБК второй группы (сплошные линии) свойства существенно изменяются. Компоновку по варианту 6 можно назвать «пассивно-устойчивой», по варианту 4 пассивной, а по второму - пассивно-неустойчивой.

Уменьшение диаметра второго центрователя почти не влияет на устойчивость КНБК первой группы и улучшает это качество у КНБК второй группы. У компоновок, оптимизированных для зенитного угла 60° , а также при $D_{c1} = 213$ мм, наблюдаются такие же закономерности. Графическое изображение не приведено ввиду большого количества наложений зависимостей друг на друга. Совпадение $R_d(\alpha)$ с осью α (строго пассивная КНБК) произошло в вариантах:

- 1) $\alpha = 60^\circ$, $D_{c1} = 214$ мм, $D_{c2} = 206$ мм, $L_2 = 10,05$ м;
- 2) то же при $D_{c1} = 202$ мм, $L_2 = 9,4$ м;
- 3) $\alpha = 20^\circ$, $D_{c1} = 213$ мм, $D_{c2} = 202$ мм, $L_2 = 13,7$ м;
- 4) $\alpha = 60^\circ$, $D_{c1} = 213$ мм, $D_{c2} = 202$ мм, $L_2 = 10,92$ м.

С использованием терминологии, принятой в работах [24, 25], и некоторым её расширением теоретическое представление о работе оптимальных стабилизирующих компоновок представлено на рис. 4.3.

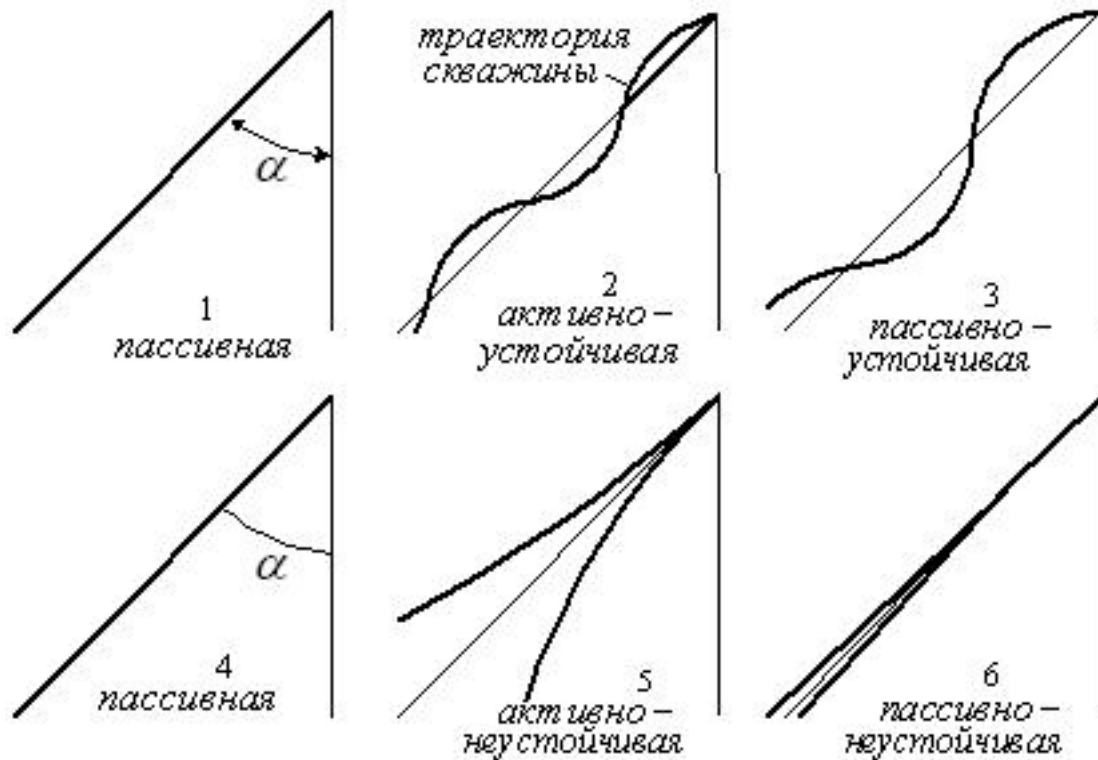


Рис. 4.3. Работа оптимальных стабилизирующих компоновок 1, 2, 3 - компоновки первой группы (с уменьшенным расстоянием между центраторами); 4, 5, 6 - компоновки второй группы (с увеличенным расстоянием между центраторами)

Естественно, возникает вопрос: какая из компоновок является более предпочтительной? На первый взгляд ответ очевиден - пассивная, идеально поддерживающая проектные параметры скважины. Однако, в реальных условиях существует большая вероятность отклонения от проектных параметров, и компоновки поведут себя неодинаково. Пассивной компоновке безразлично, при каком значении зенитного угла происходит процесс бурения, она не отреагирует ни на какой случайный фактор или непопадание в расчетный режим работы. Нам кажется, что, если требуется стабилизация зенитного угла, предпочтение нужно отдать устойчивым КНБК, но каким именно, активно-устойчивым или пассивно-устойчивым, можно решить только опытным путем. По-видимому, чем больше фактический профиль скважины может отличаться от проектного в данных конкретных условиях, тем активнее должна быть компоновка (т.е. являться активно-устойчивой).

Рассмотренные выше оптимальные стабилизирующие компоновки с диаметром первого центратора, не превышающим 214 мм (долото 215,9 мм, забойный двигатель 195 мм) могут быть устойчивыми (КНБК первой группы) и близкими к пассивным (вторая группа). На данный момент исследования более перспективными являются компоновки первой группы, но дальнейший анализ покажет ошибочность этого вывода.

4.3. Компоновки для малоинтенсивного увеличения зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя (тип А)

4.3.1. Преимущества компоновок типа А

Оптимальные двухцентраторные компоновки так же, как и одноцентраторные, требуют применения первого центратора с увеличенным диаметром (см. табл. 4.1), который может оказаться неприемлемым на практике. Кроме того, он должен устанавливаться на значительном расстоянии от долота, еще более увеличивающемся при уменьшении диаметра центратора (см. табл. 4.1). Консольная часть КНБК (рис. 4.4,а) между долотом D и центратором C должна быть достаточно длинной, чтобы под действием собственного веса угол поворота оси долота θ сравнялся с углом несоосности β (условие оптимизации (4.1)), определяемым как

$$\beta = (Dd - Dc) / 2L_1$$

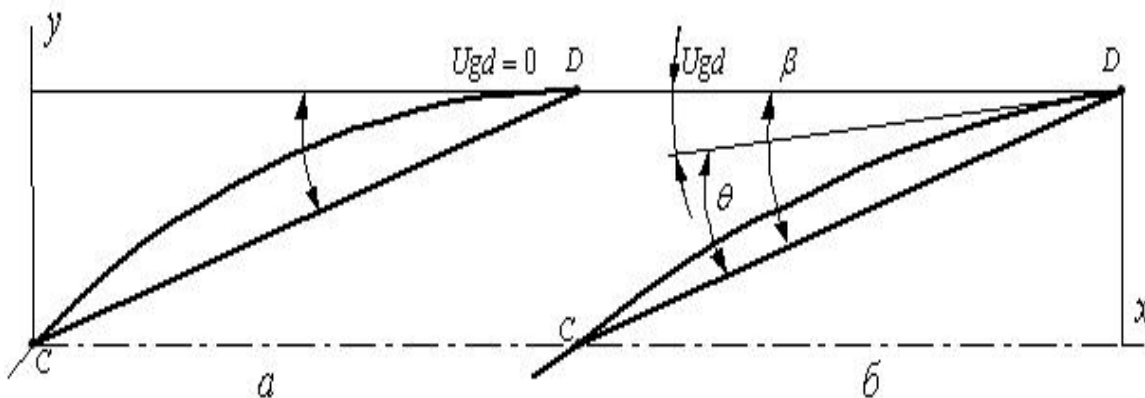


Рис. 4.4. Угол между осями долота и скважины компоновок оптимальной (а) и типа А (б) СД - линия, соединяющая центры долота и центратора; ось скважины показана штрихпунктирной линией

Если в условии оптимизации КНБК (4.1) оставить только требование равенства нулю реакции на долоте, между осями долота и скважины появится некоторый угол несоосности $Ugd = \beta - \theta$ (рис. 4.4,б). При расстоянии между долотом и первым

центратором меньше значения, соответствующего оптимальной компоновке (см. табл.4.1), угол несоосности будет всегда положительным (при обеих реакциях на центраторах, направленных со стороны нижней стенки скважины). Следовательно, компоновка будет работать в режиме малоинтенсивного увеличения зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя. Для краткости и удобства изложения назовем её «КНБК типа А».

Необходимо особенно подчеркнуть, что речь здесь идет об увеличении зенитного

угла с незначительной интенсивностью, близкой к нулю или даже равной нулю, при которой получаемая в результате бурения траектория на практике может заменить участок идеальной стабилизации.

Фактическую интенсивность увеличения зенитного угла (i_α) компоновками типа

А, на наш взгляд можно определить только опытным путем. Можно предположить, что она невелика, исходя из следующих соображений. Например, при центраторах диаметром 212 - 210 мм фактический угол несоосности U_{gd} всегда меньше угла β , который при $D_c = 212$ мм и $L = 2$ м составляет 0,001 рад. Турбинный отклонитель ($1,5^\circ$) имеет только собственный угол перекоса (не считая дополнительного за счет радиального зазора между ЗД и стенкой скважины) 0,026 рад, т.е. на порядок больше. Подобное соотношение можно ожидать и между величинами i_α .

Увеличение i_α при использовании компоновок типа А возможно за счет уменьшения диаметра второго центратора, что может потребовать перехода на забойный двигатель уменьшенного диаметра.

Компоновки типа А имеют преимущества перед оптимальными КНБК, состоящие в том, что первый центратор можно располагать ближе к долоту, второй ближе к первому, и расширяются возможности применения центраторов уменьшенного диаметра. Если принять во внимание, что при любом отклонении фактического зенитного угла от расчетного оптимальная компоновка становится неоптимальной и переходит в режим работы с фрезерованием стенки скважины (см. рис. 4.3), а, возможно, преимущественно в нем и работает, не видно большого смысла накладывать условие $U_{gd} = 0$, требующее установки центраторов большого диаметра на значительном расстоянии от долота.

Таким образом, компоновки типа А, на наш взгляд, представляют в практическом отношении больший интерес, чем оптимальные стабилизирующие КНБК, по отношению к которым они являются как бы альтернативным вариантом, поскольку могут обеспечить увеличение угла с малой интенсивностью или его стабилизацию. Можно добавить, что компоновкам с такими свойствами производители традиционно дают высокую оценку.

4.3.2. Геометрические параметры КНБК

Для расчета геометрических параметров компоновок типа А, как и ранее, применялись методы МНП и ЗМ, соответственно, в программах «Maple» и «MathCad» с введенным в них условием $R_d = 0$. Результаты расчетов приведены в таблице 4.2.

Как и при рассмотрении оптимальных компоновок, здесь также имеется по два решения, в том случае, если диаметр первого центратора не превышает 210 мм. Компоновки второй группы (цифры справа) существуют при всех значениях зенитного угла и геометрических параметрах КНБК, а число компоновок первой группы (цифры слева) сокращается с уменьшением диаметра второго центратора и

увеличением зенитного угла и расстояния между долотом и первым центратором.

Таблица 4.2

Геометрические параметры компоновок типа А

Диаметр первого центратора 212 мм, зенитный угол 20°							
№ п.	L ₁ , м	Dc ₂ , мм	210	208	206	204	202
1	2	L ₂ , м	- 10,8	1,76; 10,4	2,64; 9,9	3,64; 9,24	5,0 8,2
2	3		1; 11,3	1,95; 10,8	2,85; 10,4	3,85; 9,7	5,1; 8,8
3	4		0,94; 12,7	1,7; 12,3	2,5; 12,0	3,3; 11,6	4,1; 11,1
зенитный угол 40°							
4	2	L ₂ , м	- 9,3	1,6; 8,9	2,4; 8,4	3,3; 7,8	4,6; 6,8
5	3		0,87; 10,1	1,6; 9,8	2,3; 9,5	3,0; 9,0	3,9; 8,5
6	4		- 11,9	- 11,7	- 11,5	- 11,2	- 10,9
зенитный угол 60°							
7	2	L ₂ , м	- 8,6	1,5; 8,3	2,3; 7,9	3,1; 7,3	4,3; 6,4
8	3		- 9,7	1,4; 9,5	2,0; 9,2	- 8,8	- 8,4
9	4		- 11,6	- 11,5	- 11,3	- 11,1	- 10,9
Диаметр первого центратора 210 мм, зенитный угол 20°							
10	2	L ₂ , м	- 12,1	0,6; 11,8	1,3; 11,48	1,9; 11,11	- 10,67
11	3		- 12,2	0,7; 11,9	1,5; 11,54	2,2; 11,14	3,0; 10,66
12	4		- 13,3	- 13	- 12,7	- 12,4	- 12,1
зенитный угол 40°							
13	2	L ₂ , м	- 10,2	- 10,0	- 9,7	- 9,3	- 8,9
14	3		- 10,8	- 10,6	- 10,3	- 10	- 9,6
15	4		- 12,3	- 12,1	- 11,9	- 11,7	- 11,5
зенитный угол 60°							
16	2	L ₂ , м	- 9,5	- 9,3	- 9,0	- 8,7	- 8,3
17	3		- 10,3	- 10,1	- 9,8	- 9,6	- 9,3
18	4		- 12,0	- 11,8	- 11,7	- 11,5	- 11,3
Диаметр первого центратора 208 мм, зенитный угол 20°							
19	2	L ₂ , м	-	- 12,9	- 12,6	- 12,4	- 12,0
20	3		-	- 12,7	- 12,5	- 12,1	- 11,8
21	4		-	- 13,6	- 13,4	- 13,1	- 12,8
зенитный угол 40°							
22	2	L ₂ , м	-	- 10,8	- 10,6	- 10,4	- 10,1
23	3		-	- 11,2	- 11,0	- 10,7	- 10,4
24	4		-	- 12,5	- 12,4	- 12,2	- 12,0
зенитный угол 60°							
25	2	L ₂ , м	-	- 10,0	- 9,8	- 9,6	- 9,3
26	3		-	- 10,6	- 10,4	- 10,2	- 9,9
27	4		-	- 12,1	- 12,0	- 11,8	- 11,7

4.3.3. Устойчивость компоновок для малоинтенсивного увеличения зенитного угла

Неориентируемая компоновка должна быть исследована на устойчивость к

изменению зенитного угла, являющуюся важным критерием оценки качества КНБК [25]. Для компоновок типа А понятие устойчивости приобретает несколько иной смысл. Если компоновка при заданных расчетных геометрических параметрах и зенитном угле обеспечивает некоторую интенсивность увеличения угла i_α ,

возможны следующие случаи (при сохранении ранее принятой терминологии по устойчивости компоновок):

1) фактический угол больше расчетного, компоновка устойчива (т.е. угол наклона линий $Rd(\alpha)$ положительный); на долоте появляется реакция, способствующая падению зенитного угла, и компоновка будет стремиться вернуть траекторию скважины к исходному состоянию и является близкой к стабилизирующей;

2) фактический угол меньше расчетного, компоновка устойчива; будет повышенная интенсивность увеличения зенитного угла (i_α) до момента достижения расчетного

значения α ;

3) компоновка неустойчива, угол больше расчетного - постоянное увеличение i_α в процессе бурения;

4) компоновка неустойчива, угол меньше расчетного - падение зенитного угла;

5) компоновка пассивная - сохраняет определенный темп набора зенитного угла

Следовательно, для малоинтенсивного увеличения зенитного угла без фрезерования стенки скважины или его стабилизации КНБК должна быть, соответственно, пассивной или устойчивой.

Данные таблицы 4.2 позволяют выбрать варианты для оценки влияния на устойчивость компоновки: зенитного угла, для которого производился её расчет по критерию $Rd = 0$; её геометрических параметров - диаметров центраторов (D_{c1}, D_{c2}) и их расположения (L_1, L_2). Исследование проводилось для следующих вариантов компоновок:

1) $D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 2$ м; $D_{c2} = 208$ мм; $\alpha = 20, 40, 60^\circ$; L_2 принимает два значения (см. табл. 4.2); при этом изучается влияние на устойчивость КНБК параметров α и L_2 ;

2) то же самое при $D_{c2} = 202$ мм - для выявления влияния параметра D_{c2} ;

3) варианты 1 и 2 при $L_1 = 4$ м - для оценки влияния расстояния между долотом и первым центратором на устойчивость компоновки;

4) варианты 1 - 3 при диаметре первого центратора 210 и 208 мм (для оценки роли параметра D_{c1}).

На рис. 4.5 представлены зависимости $Rd(\alpha)$ для КНБК, у которых $Rd = 0$ при $\alpha = 20$ (все линии пересекают ось в точке $\alpha = 20^\circ$). Для каждого центратора $D_{c1} = 208$ и $D_{c2} = 202$ мм существует по два варианта его расположения, при которых $Rd = 0$ (две группы). В вариантах 1, 3, относящихся к компоновкам первой группы (пунктирные линии), величина $Rd(\alpha)$ с увеличением зенитного угла возрастает, компоновку 1 можно назвать пассивно-устойчивой.

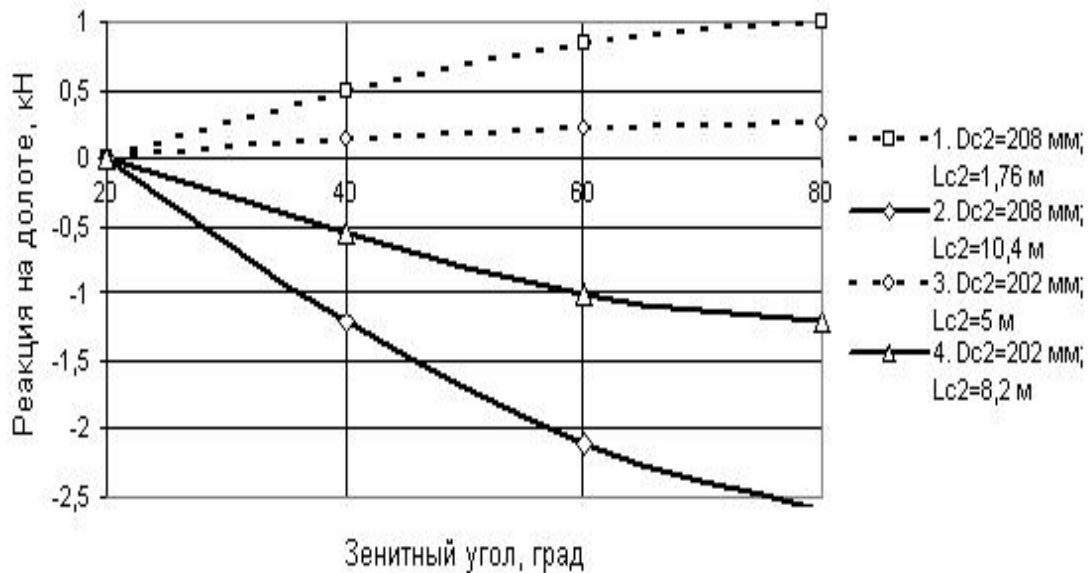


Рис. 4.5. К оценке устойчивости компоновок типа А Диаметр первого центратора $D_{c1} = 212$ мм; расстояние между ним и долотом 2 м; зенитный угол 20°

В варианте 3 линия $Rd(\alpha)$ почти параллельна оси α , и КНБК с соответствующими параметрами называется пассивной [25]. Те же компоновки с увеличением L_2 (КНБК второй группы) становятся неустойчивыми. Они показаны сплошными линиями на рис. 4.5 (варианты 2, 4 в легенде графика). С уменьшением диаметра второго центратора компоновки обеих групп по степени устойчивости приближаются к «пассивным» компоновкам.

Удаление первого центратора на 4 м от долота (рис. 4.6) делает компоновки первой группы более «активно-устойчивыми» (пунктирные линии), при этом практически исчезает влияние диаметра второго центратора в интервале его изменения 202 - 208 мм. У компоновок второй группы (сплошные линии) неустойчивость уменьшается, и они становятся почти «пассивными», однако, влияние D_{c2} более существенно, чем у компоновок первой группы.

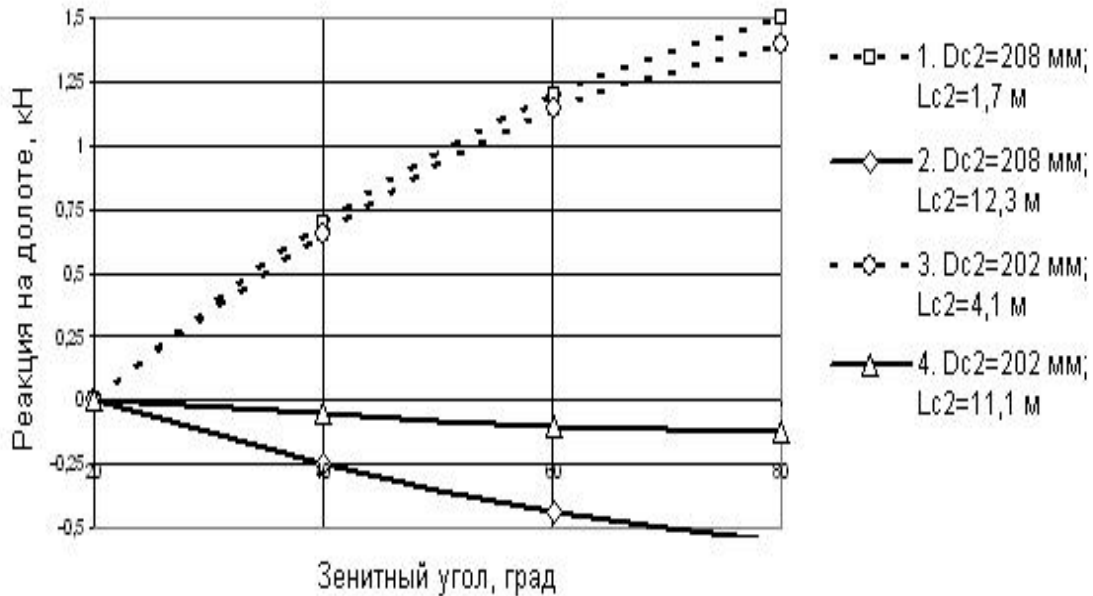


Рис. 4.6. Влияние увеличения расстояния между долотом и первым центратором на устойчивость компоновок Диаметр первого центратора $D_{c1}=212$ мм; расстояние между ним и долотом 4 м; зенитный угол 20°

При уменьшении диаметра первого центратора до 208 мм (рис. 4.7) имеются только компоновки второй группы, и они становятся более неустойчивыми. Варианты 1, 3 с близким расположением первого центратора (пунктирные линии) можно назвать активно-неустойчивыми КНБК.

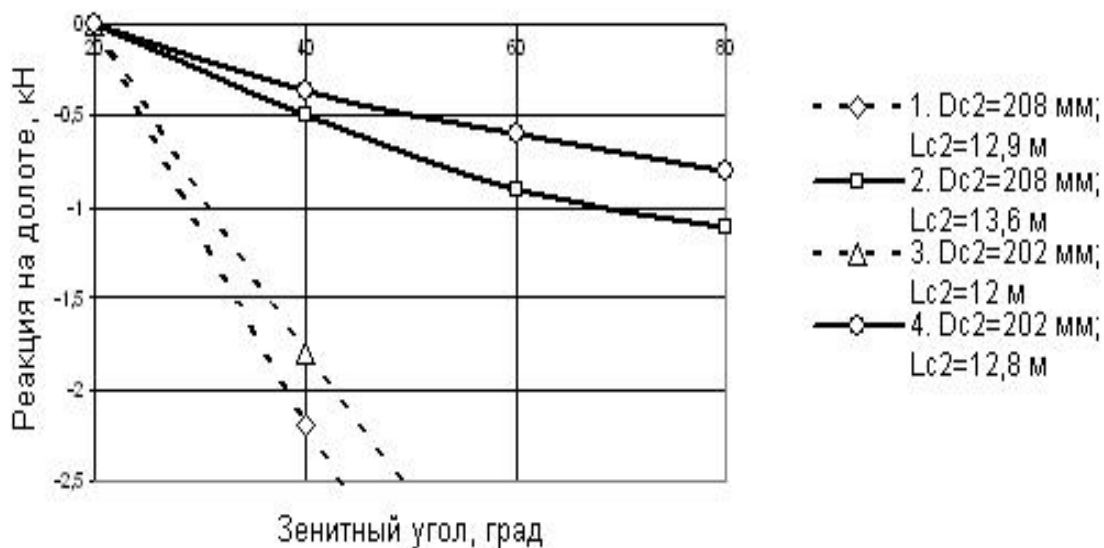


Рис. 4.7. Возрастание неустойчивости КНБК при уменьшении диаметра первого центратора Диаметр первого центратора $D_{c1}=208$ мм; расстояние между ним и долотом 2 м (пунктирные линии) и 4 м (сплошные линии); зенитный угол 20°
Таким образом, уменьшение диаметра первого центратора отрицательно

сказывается на устойчивости компоновок.

При увеличении зенитного угла у компоновок обеих групп зависимости $R_d(\alpha)$ выполаживаются (рис. 4.8). Компоновка второй группы с $D_{c2}=202$ мм (вариант 4 в легенде) при зенитном угле 40° становится почти пассивной.

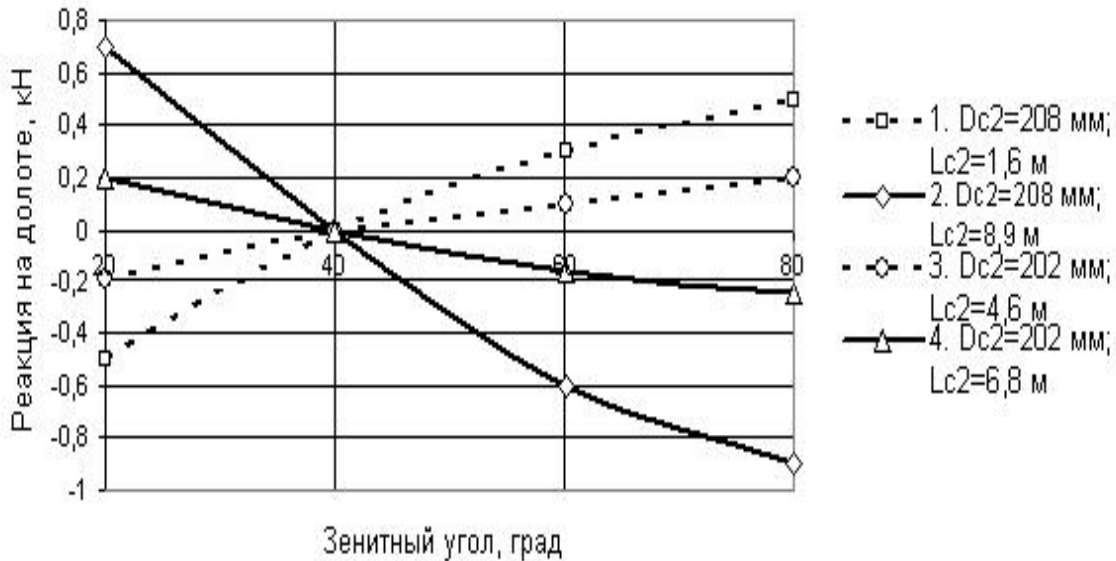


Рис. 4.8. Влияние зенитного угла на устойчивость компоновок Диаметр первого центратора $D_{c1}=212$ мм; КНБК первой группы - пунктирные линии, второй - сплошные линии; расстояние между долотом и первым центратором - 2 м; зенитный угол 40°

Еще более улучшается устойчивость КНБК второй группы при увеличении расстояния между первым центратором и долотом с 2 до 4 м (рис. 4.9). Второй вариант ($D_{c2} = 202$ мм, $L_{c2} = 10,9$ м) - это пассивная компоновка. По расчетам приблизительно на таком же уровне остается устойчивость КНБК при дальнейшем увеличении расчетного угла до 60° (результаты здесь не приводятся).

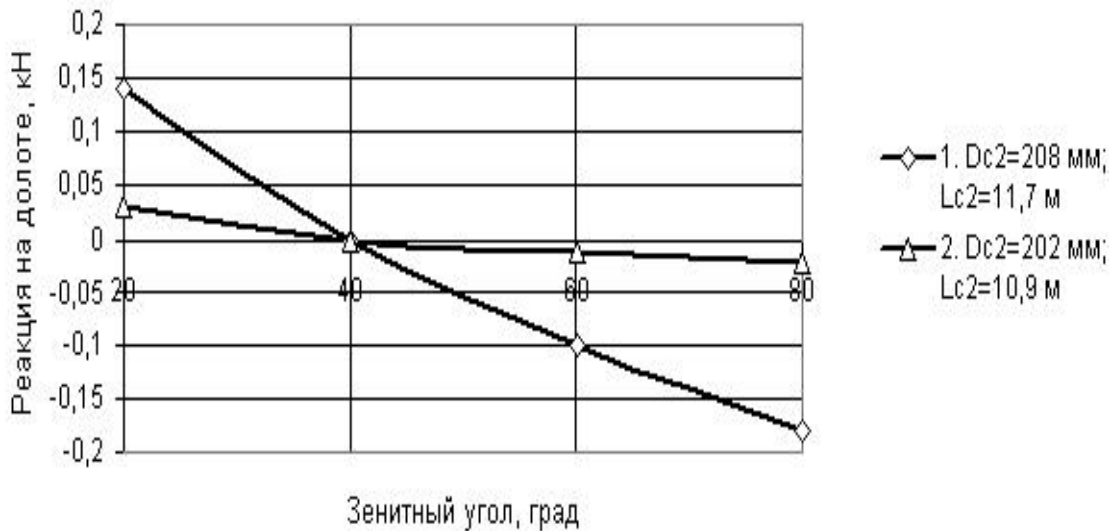


Рис. 4.6. Устойчивость компоновки при увеличении расстояния между долотом и первым центратором Диаметр первого центратора $D_{c1} = 212$ мм; расстояние между долотом и первым центратором - 4 м; зенитный угол 40°

Таким образом, компоновки для малоинтенсивного увеличения зенитного угла типа А в отношении устойчивости можно оценить следующим образом: все КНБК первой группы являются устойчивыми (некоторые пассивными). Большинство компоновок второй группы - неустойчивые, но их можно сделать пассивными за счет увеличения диаметра первого центратора (например, до 212 мм) и расстояния между ним и долотом (примерно до 4 м), уменьшая при этом диаметр второго центратора (например, до 202 мм).

При сборке опытных компоновок необходимо учитывать выявленные закономерности.

4.4. Реакции на долоте и центраторах

Выше были рассмотрены оптимальные стабилизирующие компоновки и КНБК для малоинтенсивного увеличения угла, выявлены их достоинства и недостатки в отношении устойчивости обеспечения проектного значения зенитного угла или величины i . Однако, проведенное исследование ограничено рамками условий: $R_d = 0$, $U_{gd} = 0$ или $R_d = 0$. Осталось неясным, как будут работать эти компоновки при выходе из расчетного режима и изменении не только зенитного угла, как было показано выше, а и других параметров. Из предыдущего раздела следует, например, что компоновки первой группы (с меньшим расстоянием между центраторами), являющиеся устойчивыми, имеют явные преимущества перед КНБК второй группы. Но такой вывод делать рано, и необходимо выполнить более общее исследование зависимостей реакций на долоте и центраторах от различных факторов.

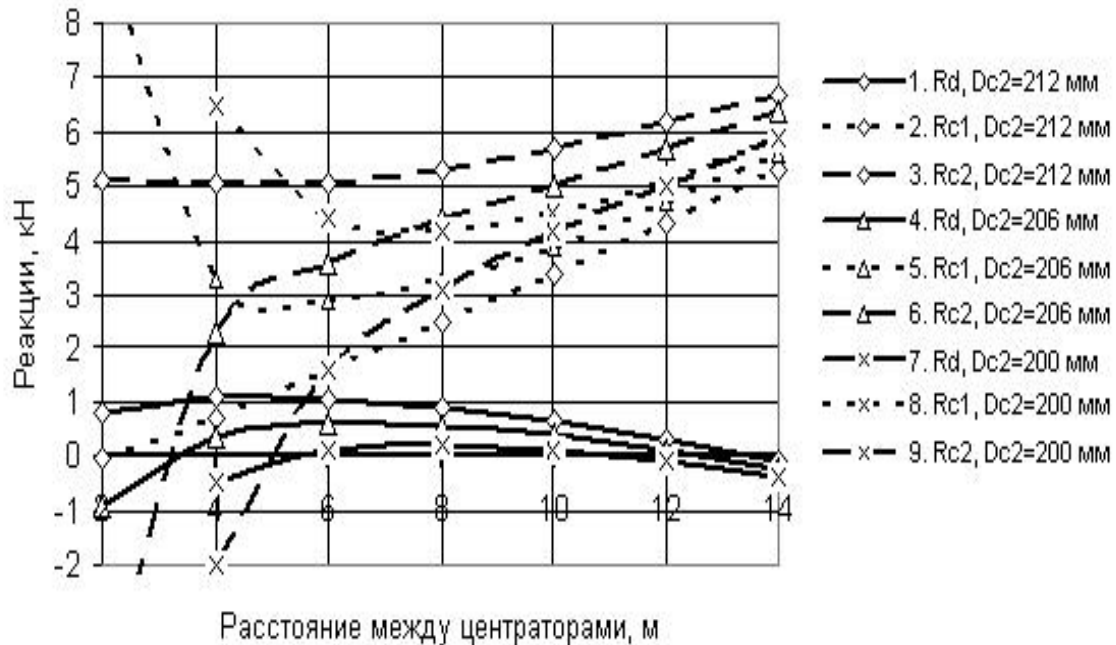


Рис. 4.10. Зависимости реакций на долоте и центраторах от геометрических параметров компоновки Диаметр первого центратора 214 мм; расстояние между ним и долотом 4,64 м; зенитный угол 20°

Возможности создания оптимальных стабилизирующих КНБК с приемлемыми на практике геометрическими параметрами весьма ограничены, и для выявления главных закономерностей распределения реакций на долоте и центраторах достаточно первых двух строчек таблицы 4.1. На рис. 4.10 представлены результаты расчета величин R_d , R_{c1} , R_{c2} для двух групп компоновок, являющихся оптимальными при зенитном угле 20° с параметрами: $D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 4,64$ м; $D_{c2} = 210; 206; 200$ мм.

Каждая кривая $R_d(L_2)$ (сплошные линии) пересекает горизонтальную ось при двух значениях L_2 , соответствующих двум группам КНБК. Геометрические параметры соответствующих компоновок являются оптимальными только при этих двух указанных значениях расстояния между центраторами. С уменьшением L_2 кривые расходятся, т.е. повышается чувствительность компоновок к величине D_{c2} . Это нежелательное явление, так как любое, вполне вероятное, отклонение реальных условий от расчетной схемы приведет к значительному изменению режима работы компоновки. В зоне существования первых групп КНБК реакция на втором центраторе начинает резко снижаться до полной разгрузки, а на первом центраторе она, соответственно, сильно возрастает, и компоновка превращается в одноцентраторную.

При увеличении зенитного угла оптимизации принципиальных изменений не происходит. Следовательно, оптимальные КНБК первой группы нельзя

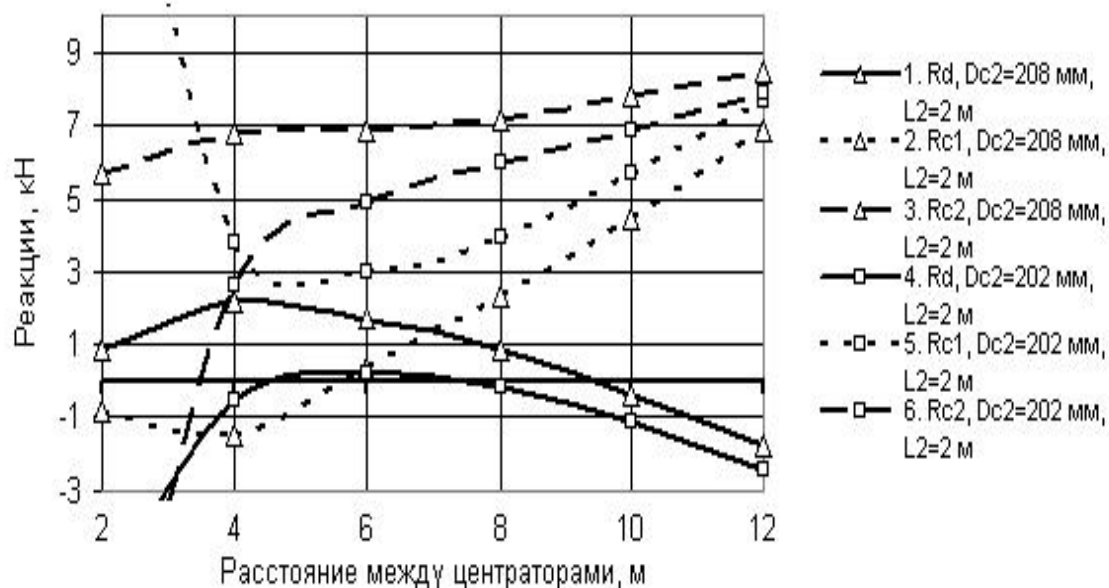
рекомендовать к опробованию в промышленных условиях, несмотря на их достоинства в отношении устойчивости.

Отметим еще, что ранее авторами данного исследования в качестве критерия оптимизации принято условие равенства реакций на центраторах при отклоняющей силе на долоте, соответствующей увеличению зенитного угла (цель - уменьшение влияния внедрения центраторов в стенку скважины). На рис. 4.10 есть такое решение - это точка пересечения пунктирных линий, имеющих маркеры в виде треугольника. Ввиду нахождения решения в критической зоне указанный критерий следует признать неудачным. Его использование может оказаться полезным при исследовании многоцентраторных компоновок.

Следовательно, практический интерес представляют только компоновки второй группы, а, с учетом устойчивости, те из них, у которых меньше диаметр второго центратора (не более 204 - 206 мм). Из рис. 4.10 также видно, что, если расстояние между центраторами принимать меньше значений, приведенных в табл. 4.1, начнется процесс фрезерования нижней стенки скважины, а при увеличении L_2 будет наблюдаться рост зенитного угла за счет фрезерования её верхней стенки.

В отношении компоновок для малоинтенсивного увеличения зенитного угла (типа А) можно сделать такие же выводы: у компоновок первой группы реакции на долоте и центраторах резко изменяются даже при незначительном изменении геометрических параметров КНБК независимо от расположения первого центратора (рис. 4.11 а, б).

а



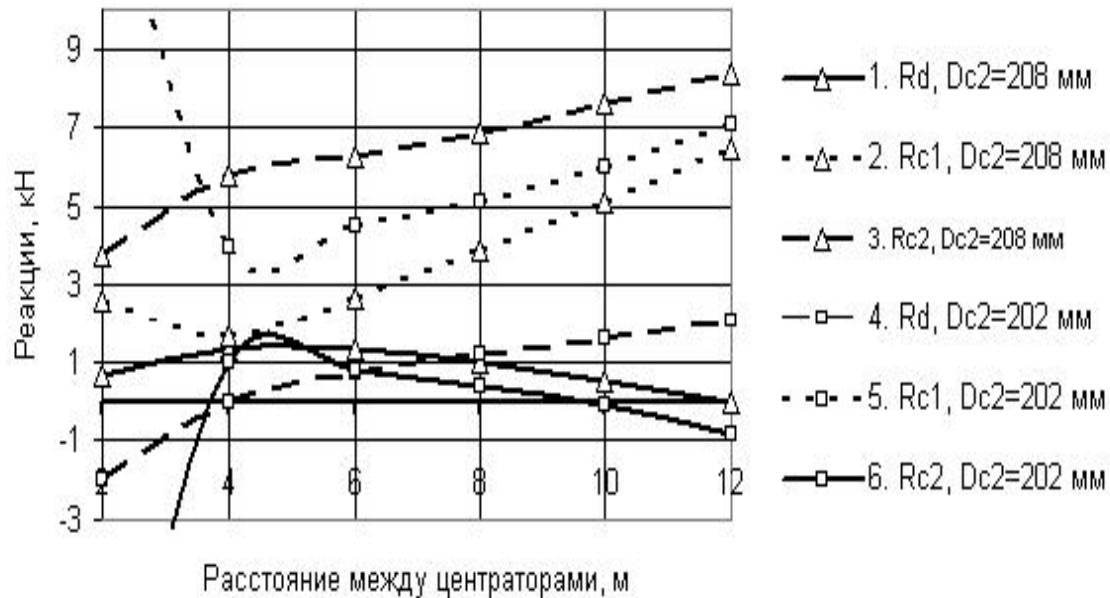


Рис. 4.11. Зависимости реакций на долоте и центраторах от геометрических параметров компоновки Диаметр первого центратора 212 мм; расстояние между ним и долотом 2 м (а) и 4 м (б); зенитный угол 30°.

4.5. О стабилизации азимута скважины с использованием оптимальных компоновок

Для компоновок второй группы, представляющих практический интерес, характерным является значительное расстояние между центраторами. Такое их расположение может способствовать стабилизации азимута.

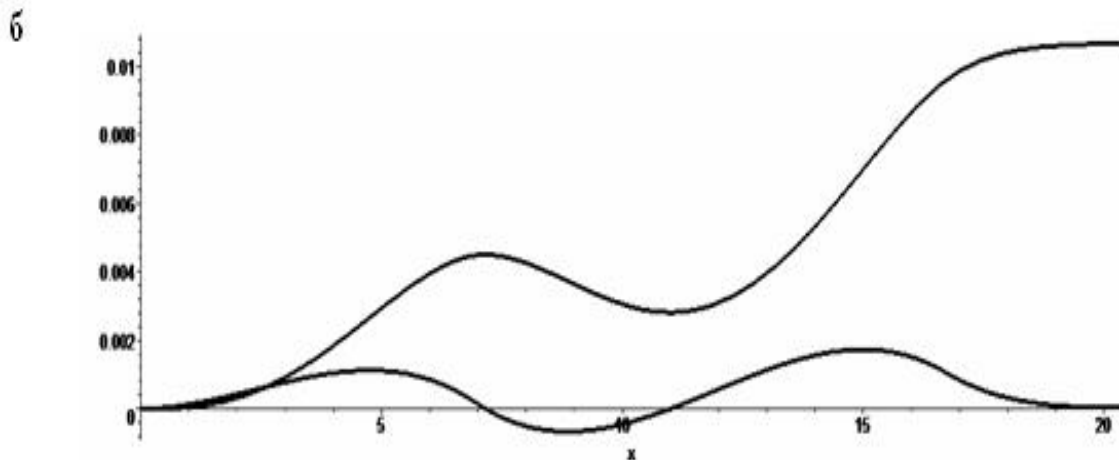
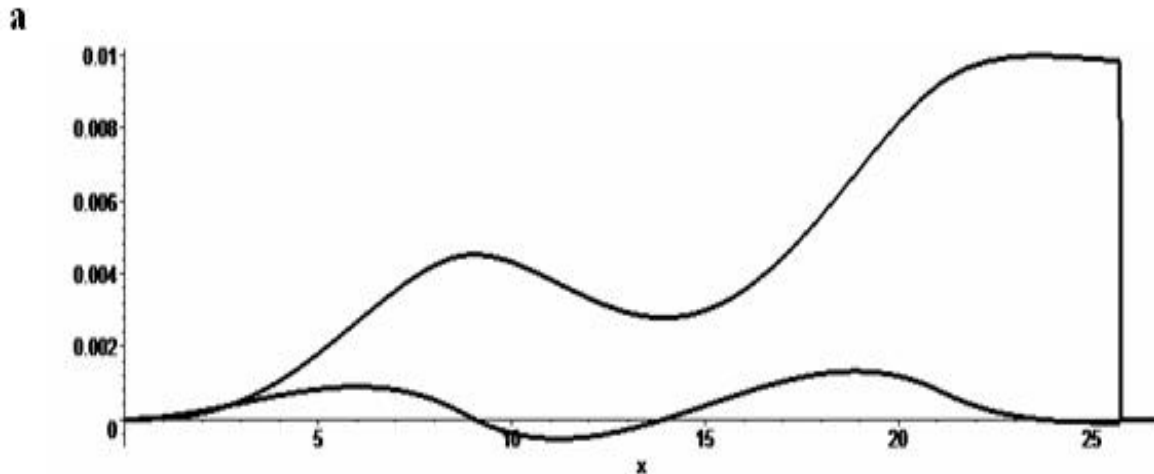
Объяснение этого состоит в том, что компоновка имеет значительный прогиб и сила тяжести будет создавать эффект отвеса, удерживая изогнутую ось компоновки строго в вертикальной плоскости, задающей азимутальное направление. Такая же оценка роли удаленного центратора, но с иным обоснованием, дана в работе [13].

Ожидаемый эффект отвеса может быть получен только в том случае, если забойный двигатель в месте максимального прогиба не взаимодействует со стенкой скважины, следовательно, необходимо исследование формы оси компоновки.

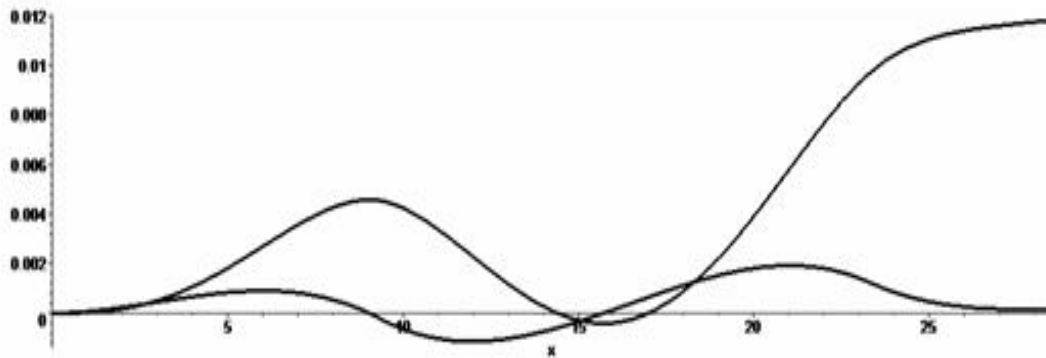
Исходя из геометрических параметров оптимальных компоновок (см. табл. 4.1), с учетом результатов исследования их устойчивости (см. п. 4.2) для изучения прогиба компоновок выбраны следующие варианты:

- 1) $D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 4,64$ м; зенитный угол 20°; $D_c = 204$ мм; $L_2 = 12,3$ м;
- 2) $D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 3,95$ м; $\alpha = 60^\circ$; $D_c = 204$ мм; $L_2 = 9,75$ м;
- 3) $D_{c1} = 213$ мм; $L_1 = 5,15$ м; $\alpha = 20^\circ$; $D_{c2} = 204$ мм; $L_2 = 14$ м;
- 4) $D_{c1} = 213$ мм; $L_1 = 4,1$ м; $\alpha = 60^\circ$; $D_{c2} = 204$ мм; $L_2 = 11,14$ м.

Результаты расчета перемещений (прогибов и углов поворота сечений КНБК) представлены на рис. 4., а, б, в, г. Они показывают, что только у компоновок с диаметром первого центратора 214 мм в точке максимального прогиба обеспечивается зазор между забойным двигателем (ЗД) и стенкой скважины. Наличие контакта ЗД со стенкой скважины в вариантах 3, 4 ($D_{c1} = 213$ мм) означает не только отсутствие эффекта отвеса у таких компоновок, но их работу в нерасчетном режиме ввиду появления дополнительной опоры и перераспределения усилий на всех элементах КНБК (центраторах и долоте).



В



Г

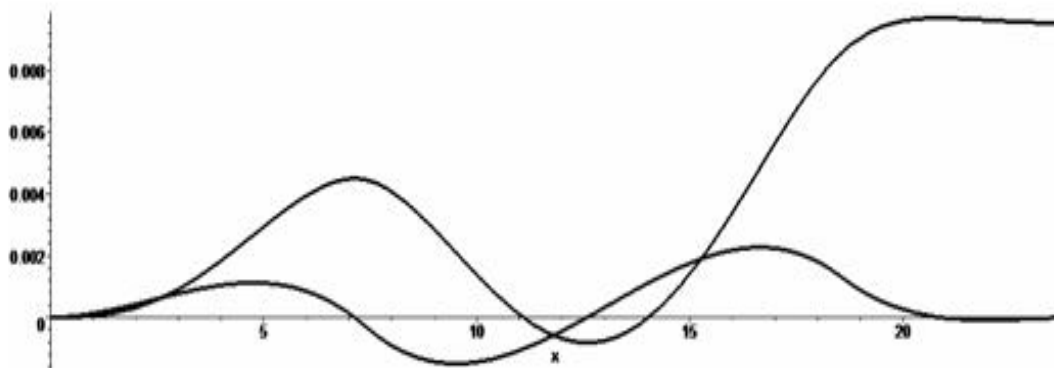


Рис. 4.12. Прогибы (верхняя линия) и углы поворота сечений (нижняя линия) компоновок с оптимальными геометрическими параметрами а, б - КНБК с диаметром первого центратора 214 мм при величине зенитного угла, соответственно, 20 и 60° (варианты 1, 2 в тексте); в, г - то же при $D_{c1} = 213$ мм (варианты 3, 4 в тексте)

Этот вывод распространяется на все компоновки при $D_c = 213$ и 212 мм (см. табл. 4.1). Компоновки с параметрами $D_{c1} = 214$ мм и $D_{c2} = 212, 210, 208$ мм нельзя рекомендовать ввиду их недостаточной устойчивости. Все технологические условия выполняются у оптимальных компоновок, имеющих следующие параметры:

- 1) для зенитного угла 20° - $D_c = 214$ мм; $L_1 = 4,64$ м; $D_{c2} = 206, 204, 202, 200$ мм, соответственно, при $L_2 = 12,67; 12,3; 11,85; 11,3$ м;
- 2) для зенитного угла 40° - $D_c = 214$ мм; $L_1 = 3,95$ м; $D_{c2} = 206, 204, 202, 200$ мм, соответственно, при $L_2 = 10,8; 10,5; 10,1; 9,6$ м;
- 3) для зенитного угла 60° - $D_c = 214$ мм; $L_1 = 3,68$ м; $D_{c2} = 206, 204, 202, 200$ мм, соответственно, при $L_2 = 10,05; 9,75; 9,4; 8,95$ м; эти КНБК выделены в табл. 4.1 жирным шрифтом.

Таким образом, по сравнению с одноцентраторными компоновками добавление второго центратора позволило уменьшить до 214 мм диаметр центратора, расположенного над долотом.

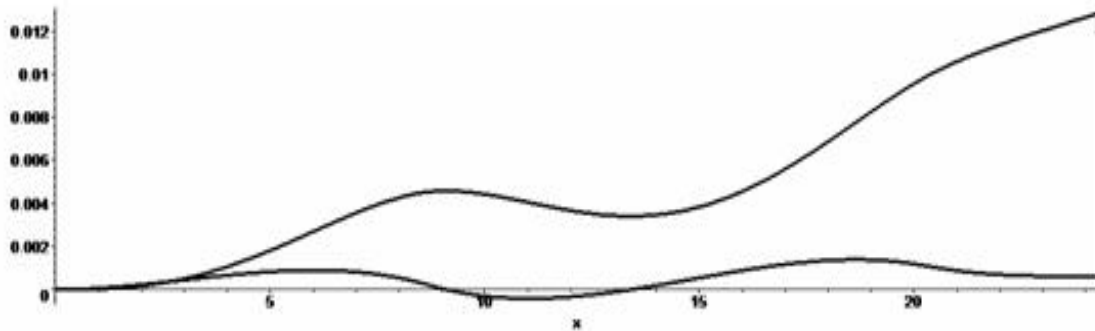
4.6. Возможности стабилизации азимута скважины с помощью компоновок для малоинтенсивного увеличения зенитного угла (типа А)

Выше указывалось, что на практике наиболее вероятна работа оптимальных компоновок в неоптимальном режиме и может мало отличаться от работы КНБК типа А (с одним условием $R_d = 0$), а возможности их конструктивного исполнения гораздо шире, поэтому изучение их перемещений представляет значительный интерес. Анализируя данные табл. 4.2 и учитывая результаты исследования устойчивости компоновок, за характерные их варианты приняты следующие:

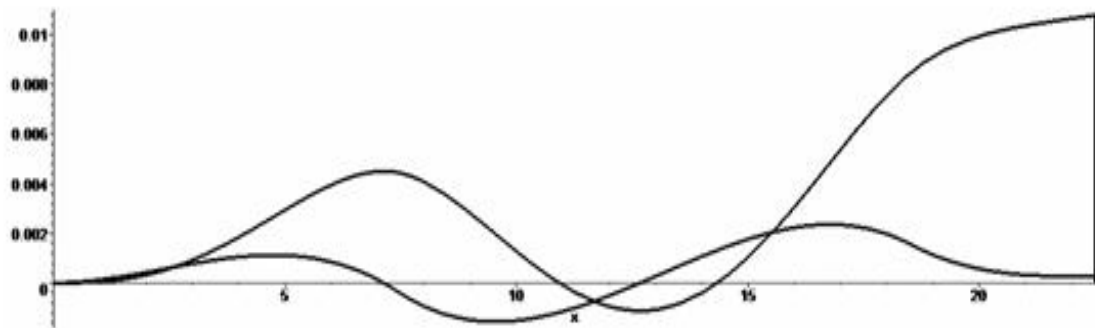
- 1) $D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 4$ м; $D_{c2} = 204$ мм; $L_2 = 11,6$ м; зенитный угол 20° ;
- 2) $D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 4$ м; $D_{c2} = 204$ мм; $L_2 = 11,1$ м; $\alpha = 60^\circ$;
- 3) $D_{c1} = 210$ мм; $L_1 = 4$ м; $D_{c2} = 204$ мм; $L_2 = 12,4$ м; $\alpha = 20^\circ$;
- 4) $D_{c1} = 210$ мм; $L_1 = 4$ м; $D_{c2} = 204$ мм; $L_2 = 11,5$ м; $\alpha = 60^\circ$.

На рис. 4.13, а, б, в, г показаны перемещения сечений КНБК в соответствии с вариантами 1 - 4. При значениях зенитного угла 60° обе пары компоновок 1, 2 и 3, 4 (с одинаковыми центраторами) имеют слишком большой прогиб, а при 20° они соответствуют технологическим требованиям отсутствия контакта ЗД со стенкой скважины.

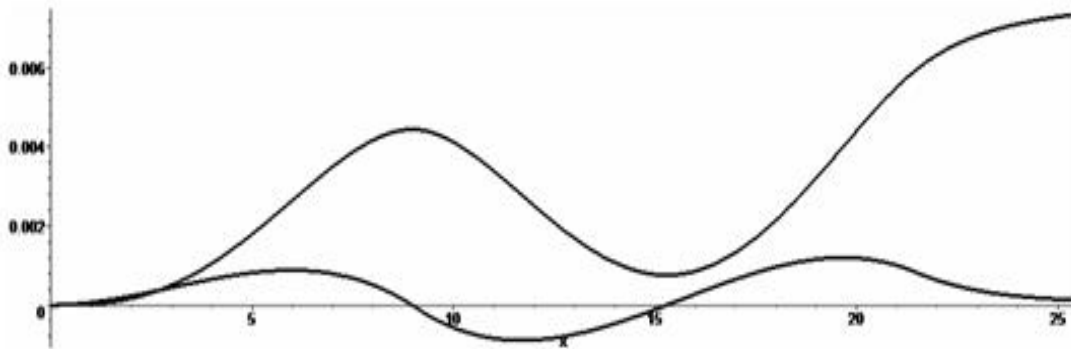
а



б



в



г

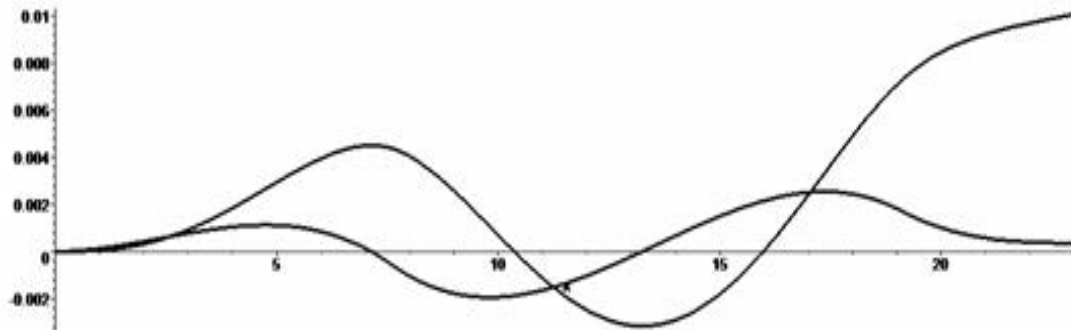
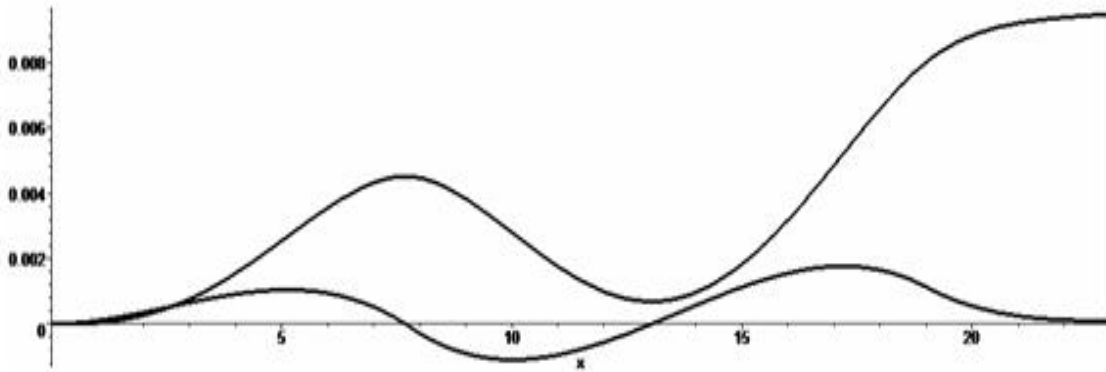


Рис. 4.13. Перемещения сечений компонок (тип А) а, б - КНБК с диаметром первого центриатора 212 мм при величине зенитного угла, соответственно, 20 и 60° (варианты 1, 2 в тексте); в, г - то же при $D_{c1} = 210$ мм (варианты 3, 4 в тексте);

расстояние от долота до первого центриатора 4 м

Эти же компоновки были рассчитаны при угле 40° (рис. 4.14, а, б), и оказалось, что при $D_{c_1} = 212$ мм КНБК удовлетворяет указанным выше требованиям, а при $D_{c_1} = 210$ мм - нет.

а



б

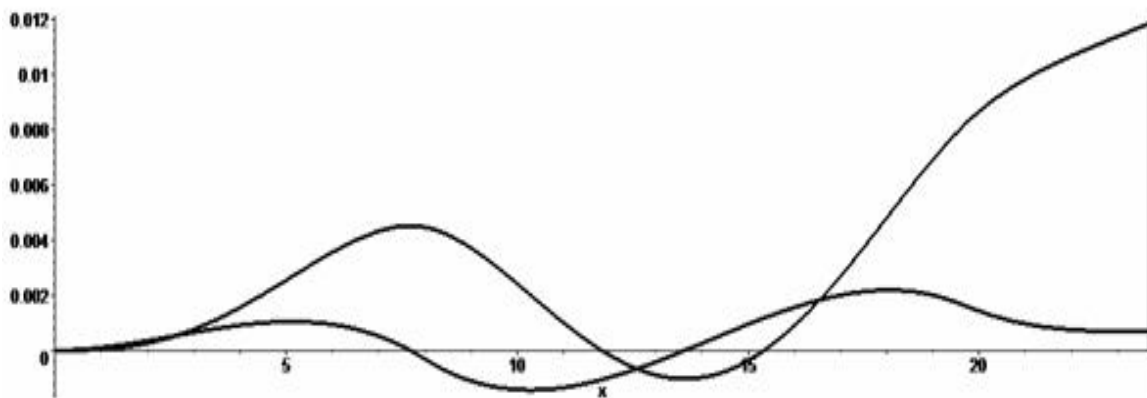
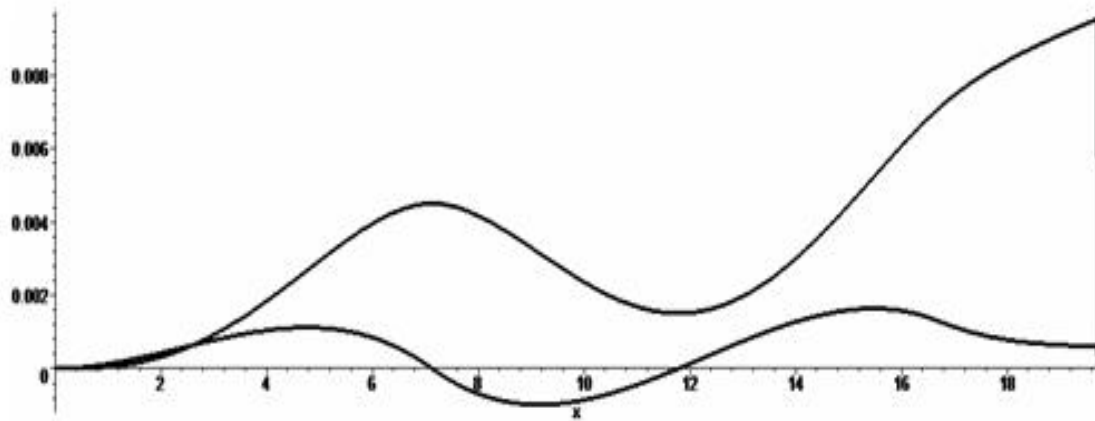


Рис. 4.14. Перемещения сечений компоновок при зенитном угле 40° а) - $D_{c_1} = 212$ мм; $L_1 = 4$ м; $D_{c_2} = 204$ мм; $L_2 = 11,2$ м; зенитный угол 40° (см. п. 6 в табл. 4.2¹); б) - $D_{c_1} = 210$ мм; $L_1 = 4$ м; $D_{c_2} = 204$ мм; $L_2 = 11,7$ м; зенитный угол 40° (см. п. 15 в табл. 4.2)

Значительно более благоприятной становится форма оси компоновки при уменьшении расстояния до первого центриатора ($L_1 = 3$ м) даже при зенитном угле $\alpha = 60^\circ$ (рис. 4.15, а, б), но такие компоновки не проверялись ранее на устойчивость. Результаты этой проверки содержатся в табл. 4.3.

а



б

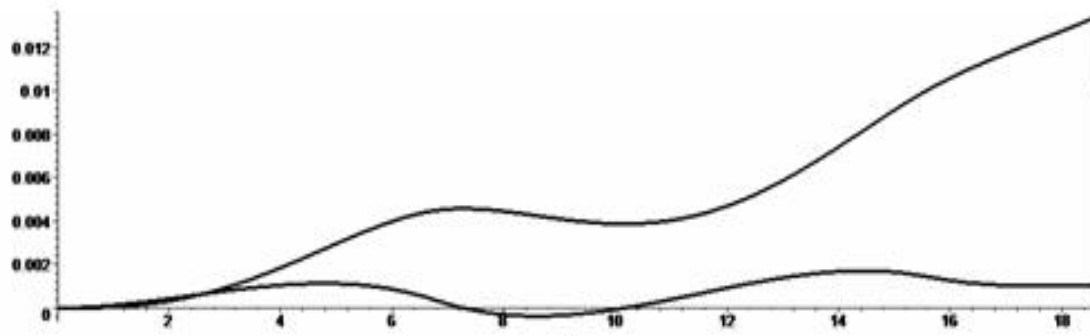


Рис. 4.15. Перемещения сечений компоновок при уменьшении расстояния до первого центратора а) - $D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 3$ м; $D_{c2} = 204$ мм; $L_2 = 8,8$ м; зенитный угол 60° (см. п. 8 в табл. 4.2); б) - $D_{c1} = 210$ мм; $L_1 = 3$ м; $D_{c2} = 204$ мм; $L_2 = 9,6$ м; зенитный угол 60° (см. п. 17 в табл. 4.2)

Таблица 4.3

Проверка устойчивости компоновок с расстоянием до первого центратора 3 м (расчетный зенитный угол 60°)

Геометрические параметры компоновок				
Вариант 1	$D_{c1} = 212$ мм	$D_{c2} = 204$ мм	$L_1 = 3$ м	$L_2 = 8,8$ м
Вариант 2	$D_{c1} = 210$ мм	$D_{c2} = 204$ мм	$L_1 = 3$ м	$L_2 = 9,6$ м
α , град	20	40	60	80
Rd, кН; вар. 1	0,18	0,09	0	-0,036
Rd, кН; вар. 2	0,42	0,18	0	-0,12

Из таблицы видно, что при использовании центратора диаметром 212 мм компоновку можно считать пассивной, а при $D_{c1} = 210$ мм - пассивно-неустойчивой. Последняя на практике может оказаться вполне приемлемой, так как изменение реакции на долоте на 120 - 180 Н на интервале зенитного угла 20° - это незначительная величина.

Возвращаясь к рис. 4.13 и сравнивая его с рис. 4.12 можно видеть, что отказ от условия $U_{gd} = 0$ привел к появлению незначительного угла между осями долота и

скважины (рис. 4.4), который вряд ли может существенно изменить работу компоновки. Поэтому критерий оптимизации (4.1) представляет собой в рассматриваемом случае чисто математические условия идеальной стабилизации, и при выборе компоновки для конкретных условий бурения нужно ориентироваться больше на компоновки типа А, чем оптимальные, собственно говоря, почти не дающие возможности какого-либо выбора.

По двухцентраторным компоновкам, спроектированных с условием равенства нулю реакции на долоте, можно сделать следующие выводы. Оптимальные компоновки имеют хорошие показатели устойчивости, но у них первый центратор должен быть не менее 214 мм (долото 215,9 мм), и они имеют увеличенную стрелу прогиба, что еще более сокращает число возможных вариантов КНБК. Работа компоновок фактически мало изменится, если снять условие равенства нулю несоосности долота и скважины, т.е. перейти к компоновкам типа А. При этом гамма возможных КНБК значительно расширяется. Устойчивость таких компоновок ниже, но её можно улучшить подбором их геометрических параметров.

Прогиб компоновки - важный показатель её качества. Он должен быть меньше величины, при которой происходит контакт забойного двигателя со стенкой скважины на участке между центраторами. У компоновок типа А это достаточно легко обеспечивается подбором геометрических параметров для зенитного угла не менее 60°. При нормализации прогиба КНБК от неё можно ожидать хорошей стабилизации азимута скважины.

4.7. Режим работы компоновок с фрезерованием стенки скважины

Работа оптимальных компоновок, а также КНБК типа А возможна в расчетном режиме только, если ему в точности соответствуют зенитный угол и все геометрические параметры КНБК. Отклонение любого из параметров от расчетной величины означает переход компоновки в режим работы с фрезерованием стенки скважины. Указанные отклонения - совершенно естественное явление. Например, фактический зенитный угол не может быть равен проектному; диаметр скважины не равен диаметру долота, равнодействующая реакции на центраторе может сместиться от его центра, что эквивалентно изменению параметров L_1 , L_2 ; внедрение центраторов в стенку скважины эквивалентно уменьшению его диаметра и т.п. Параметры КНБК выбираются таким образом, чтобы она минимально реагировала на возможные изменения условий. По этой причине из двух возможных вариантов ранее нами отдано предпочтение компоновкам второй группы, имеющих большее расстояние между центраторами.

Выше фрезерование стенки скважины рассматривалось как неизбежное нежелательное явление, но оно может быть использовано для повышения интенсивности увеличения зенитного угла, что представляет практический интерес

как для коррекции траектории скважины неориентируемым способом, так и для реализации их проектных профилей.

Допустим, что хорошо зарекомендовала себя компоновка, обеспечивающая некоторую интенсивность увеличения зенитного угла, и требуется её повысить. Компоновка рассчитана на зенитный угол 40° и имеет параметры (см. п. 5 в табл. 4.2): $D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 3$ м; $D_{c2} = 204$ мм; $L_2 = 9$ м. Как видно из рис. 4.11, для увеличения отрицательной реакции на долоте, соответствующей возрастанию зенитного угла, можно, например, увеличить расстояние L_2 между центраторами. Если первоначальная КНБК при $\alpha = 40^\circ$ обеспечивала $Rd^2 = 0$, то при $L_2 = 10$ м реакция на долоте составит - 0,39 кН. Для оценки устойчивости режима работы компоновки приведем зависимость $Rd(\alpha)$:

Зенитный угол, град	20	40	60	80
Реакция на долоте, кН	- 0,06	- 0,39	- 0,65	- 0,79

С увеличением зенитного угла на 20° реакция на долоте возрастает примерно на 300 Н. Много это, или мало, и, какова вообще будет интенсивность увеличения зенитного угла, теоретическими расчетами, на наш взгляд, установить невозможно (хотя формулы на этот счет предлагаются). Теория помогает провести целенаправленный поиск эффективных компоновок, минимизируя число экспериментов. Окончательная оценка компоновки может быть дана после статистической обработки промысловых данных.

4.8. Компоновка с винтовым забойным двигателем Д-172

Рассмотренные выше компоновки с двумя центраторами и забойным двигателем диаметром 195 мм (долото 215,9 мм) имеют ряд недостатков:

- 1) невозможность установки на расчетном расстоянии центраторов промышленного изготовления;
- 2) отсутствие конструкций передвижных центраторов;
- 3) ограниченное число вариантов КНБК, в частности, количество центраторов может быть не более двух вследствие небольшой величины зазора между забойным двигателем и стенкой скважины.

На практике широкое применение имеет так называемое РСТК (ребристое стабилизирующее кольцо), недостатком которого является возможность установки только на нижнем конце шпинделя. Применение переводников на валу с целью удаления СТК от долота нежелательно. Второй центратор (а зачастую и первый) - это обычно приваренные к корпусу двигателя планки.

Гораздо более широкие возможности для конструирования компоновок

появляются при использовании винтового забойного двигателя (ВЗД) Д-172 в сочетании с долотами диаметром 215,9 мм. Для них выпускаются передвижные центраторы, характеристики которых приведены в табл. 4.4.

Таблица 4.4
Характеристики передвижных центраторов

3-ЦДП214МС	214	172	590
3-ЦДП212МС	212	172	590
3-ЦДП214С	214	172	440
3-ЦДП212С	212	172	440
3-ЦДП214Т	214	172	360
3-ЦДП212Т	212	172	360
3-ЦДП215,9МС	215,9	172	590

Применение ВЗД целесообразно в тех случаях, когда реализуются преимущества низкооборотного бурения, и рейсовая скорость повышается за счет увеличения проходки на долото, т.е. в нижних интервалах скважин.

4.8.1. Оптимальные стабилизирующие компоновки

Изучение работы компоновок с забойным двигателем Д-172 целесообразно начать со стабилизирующих оптимальных КНБК. Вначале установим общий характер зависимостей $Rd(L_2)$, $Rc_1(L_2)$, $Rc_2(L_2)$ для выявления геометрических параметров КНБК, представляющих наибольший интерес. Накладывая условия $Rd = 0$, $Ugd = 0$, при $Dc_1 = 214$ мм и $\alpha = 40^\circ$, находим оптимальное расстояние $L_1 = 3,38$ м до первого передвижного центратора. Далее вычисляем реакции на долоте и центраторах, задаваясь различными значениями Dc_2 и L_2 (рис. 4.16).

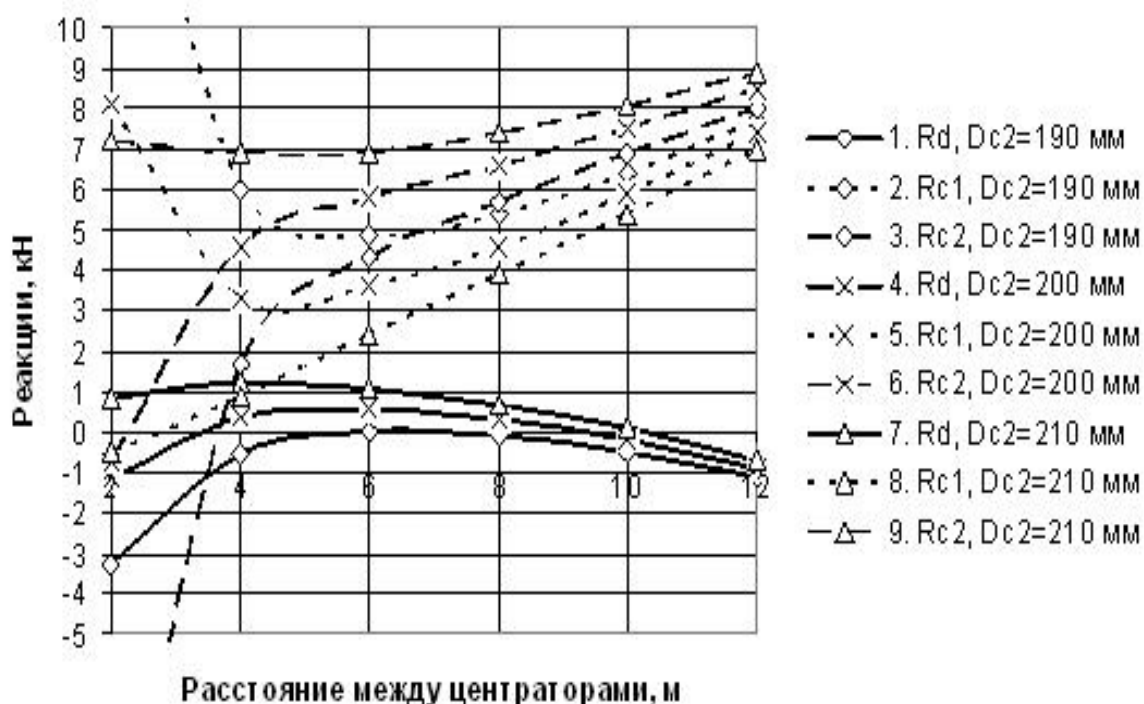


Рис.4.16. Реакции на долоте и центраторах $D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 3,38$ м; $\alpha = 40^\circ$

Как и в случае применения ЗД-195, варианты компоновок с оптимальным сочетанием D_{c2} и меньшим из двух значений L_2 находятся в зоне неустойчивых величин реакций на долоте и центраторах, поэтому в дальнейшем мы их рассматривать не будем. Как следует из рис. 4.16, у КНБК с двигателем Д-172 расстояние между центраторами должно быть не менее 6 - 8 м. В таблице 4.5 приведены геометрические параметры стабилизирующих компоновок, оптимизированных для различных значений зенитного угла.

Таблица 4.5

Оптимальные стабилизирующие компоновки с двигателем Д-172

$D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 3,95$ м; $\alpha = 20^\circ$			
D_{c2} , мм	212	200	190
L_2 , м	12,2	11,0	8,7
$D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 3,38$ м; $\alpha = 40^\circ$			
L_2 , м	10,43	9,4	7,4
$D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 3,12$ м; $\alpha = 60^\circ$			
L_2 , м	9,65	8,7	6,6
$D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 4,72$ м; $\alpha = 20^\circ$			
L_2 , м	14,05	13,3	12,4
$D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 4,05$ м; $\alpha = 40^\circ$			
L_2 , м	12,05	11,4	10,65
$D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 3,75$ м; $\alpha = 60^\circ$			
L_2 , м	11,18	10,55	9,85

Во всех вариантах оптимальных КНБК первым (ближним к долоту) является передвижной центратор диаметром 214 или 212 мм. Второй центратор в расчетах принят как передвижным (212 мм), так и стационарным диаметрами 200 и 190 мм. С целью более детального изучения за наиболее характерные варианты приняты КНБК с первыми центраторами 214 и 212 мм, оптимизированные для зенитного угла 40° (рис. 4.17, 4.18)

С увеличением диаметра второго центратора для реализации режима полной стабилизации необходимо увеличивать расстояние между центраторами, которые нагружены более равномерно при меньшем диаметре D_{c2} . Практический интерес представляет применение центраторов возможно меньшего диаметра. При установке передвижного центратора диаметром 212 мм (рис. 4.18) оптимальные расстояния L_2 значительно увеличиваются (необходим расчет прогиба компоновки), при этом $Rd(L_2)$ уменьшается, следовательно отклонения геометрических параметров от расчетных значений будут меньше сказываться на работе компоновки.

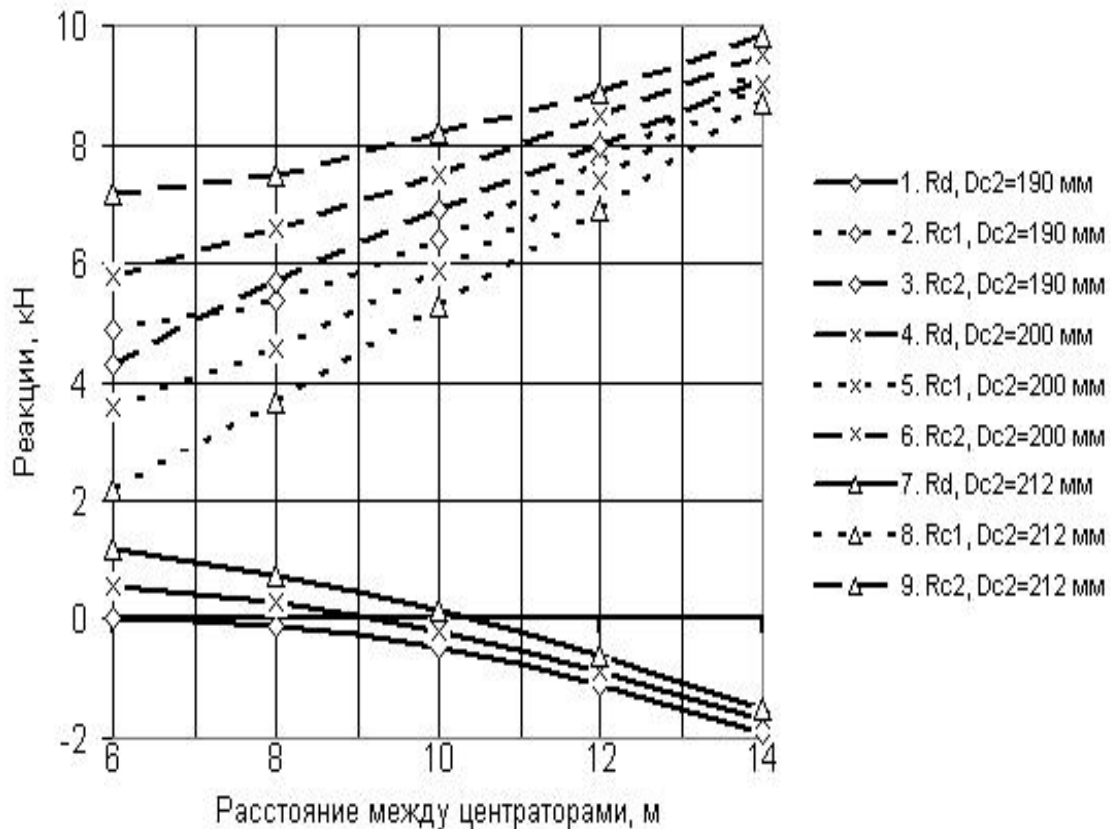


Рис. 4.17. Зависимость реакций на долоте и центраторах от геометрических параметров КНБК с передвижным центратором 214 мм Забойный двигатель Д-172, первый центратор - передвижной диаметром 214 мм, расположенный на оптимальном расстоянии от долота 3,38 м, зенитный угол оптимизации - 40°

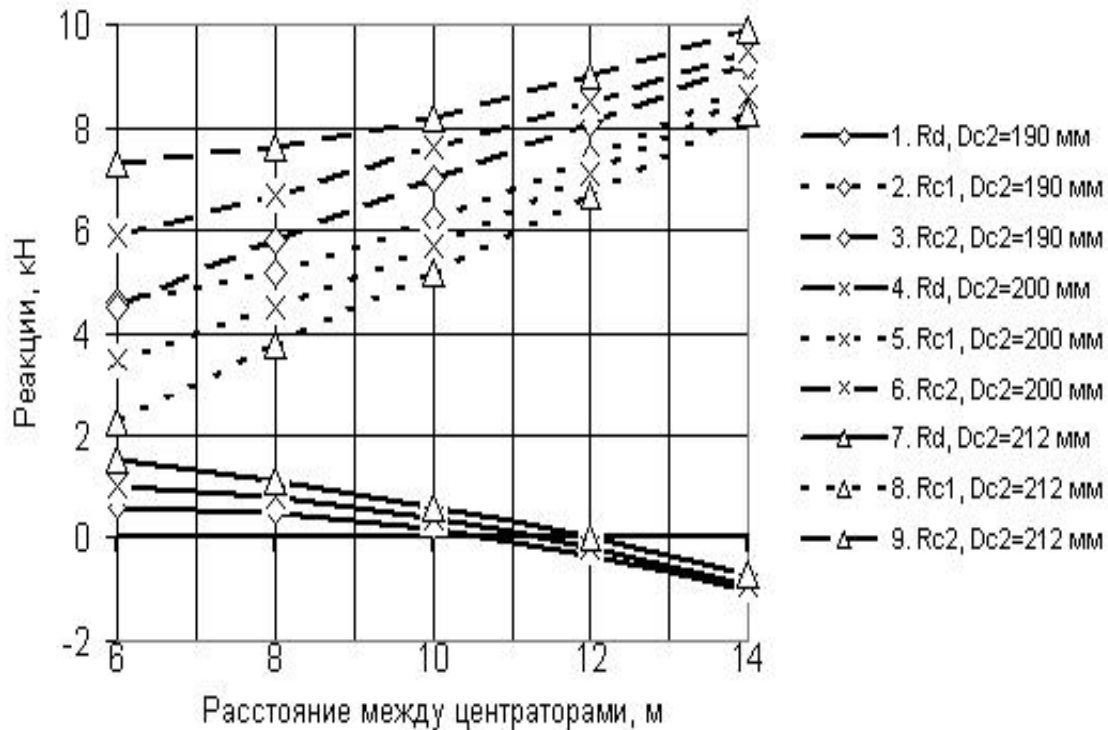


Рис. 4.18. Зависимость реакций на долоте и центраторах от геометрических параметров КНБК с передвижным центратором 212 мм Забойный двигатель Д-172, первый центратор - передвижной диаметром 212 мм, расположенный на оптимальном расстоянии от долота 4,05 м, зенитный угол оптимизации - 40°

4.8.2. Устойчивость оптимальных компоновок с винтовым забойным двигателем Д-172 к изменению зенитного угла

Достаточное представление об устойчивости стабилизирующих оптимальных КНБК с забойным двигателем Д-172 может быть получено исследованием следующих вариантов компоновок:

- 1) $D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 3,38$ м; $D_{c2} = 212$ мм; $L_2 = 10,43$ м; зенитный угол 40°;
- 2) $D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 3,38$ м; $D_{c2} = 200$ мм; $L_2 = 9,4$ м; $\alpha = 40^\circ$;
- 3) $D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 3,38$ м; $D_{c2} = 190$ мм; $L_2 = 7,4$ м; $\alpha = 40^\circ$;
- 4) $D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 4,05$ м; $D_{c2} = 212$ мм; $L_2 = 12,05$ м; $\alpha = 40^\circ$;
- 5) $D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 4,05$ м; $D_{c2} = 200$ мм; $L_2 = 11,4$ м; $\alpha = 40^\circ$;
- 6) $D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 4,05$ м; $D_{c2} = 190$ мм; $L_2 = 10,65$ м; $\alpha = 40^\circ$.

Результаты расчетов представлены на рис. 4.19 (номера вариантов в тексте и легенде к графику совпадают). Все линии $R_d(\alpha)$ пересекаются в точке $\alpha = 40^\circ$ (угол, для которого оптимизированы компоновки). При оценке устойчивости КНБК, можно сказать, что самым сильным отрицательным фактором является увеличение диаметра второго центратора. При $D_{c2} = 212$ мм зависимости $R_d(\alpha)$ имеют вид,

характерный для неустойчивых компоновок (отмечены маркерами в виде ромба), при $D_{c2} = 212$ мм КНБК являются пассивными, а, если $D_{c2} = 190$ мм - устойчивыми. Но, даже при $D_{c2} = 212$ мм (оба центратора передвигжные) увеличение реакции на долоте, соответствующей росту зенитного угла, составляет всего 50 Н / 10 град, т.е. компоновка фактически может оказаться пассивной.

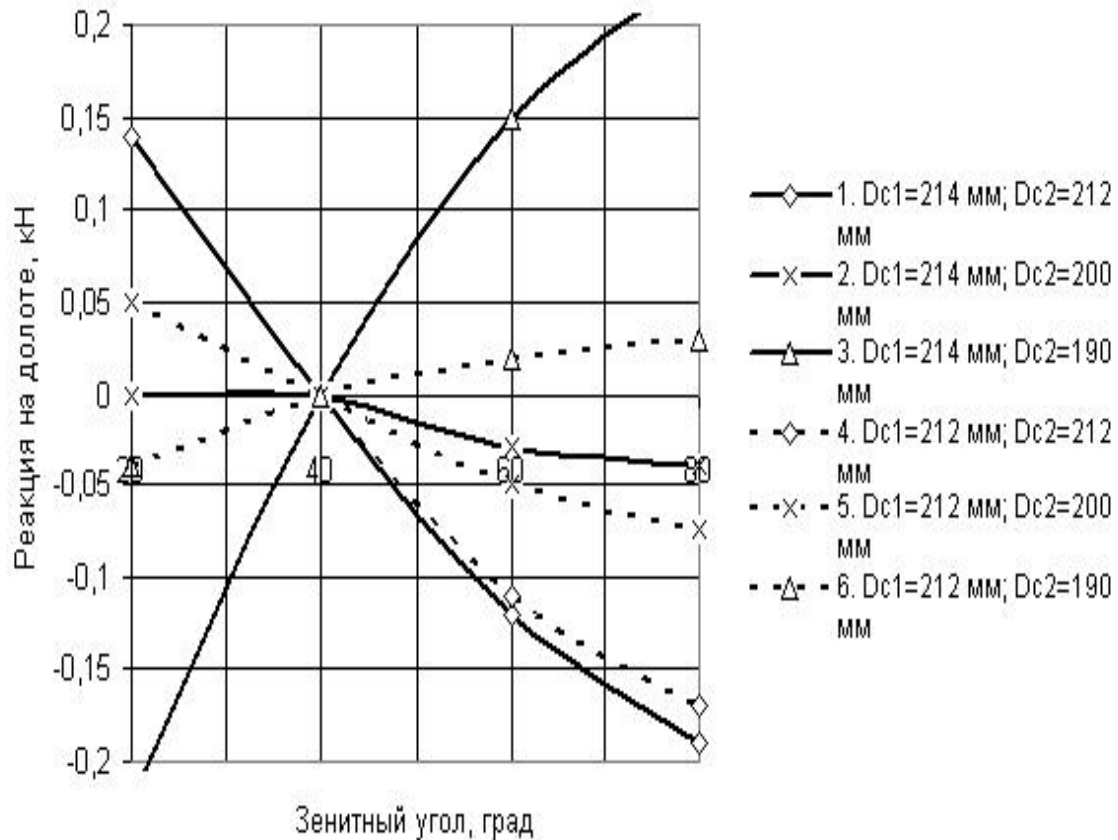


Рис. 4.19. К устойчивости стабилизирующих компоновок с забойным двигателем Д-172

4.8.3. Определение перемещений поперечных сечений стабилизирующих КНБК

Геометрические параметры стабилизирующих КНБК таковы, что требуется определение их прогиба, так как при его превышении величины зазора между ЗД и стенкой скважины компоновка перестанет работать в расчетном режиме. Этот расчет особенно важен в случае применения двигателя Д-172 ввиду пониженной жесткости на изгиб указанного ЗД. Исходя из геометрических параметров компоновок (см. табл. 4.5), а также учитывая ранее установленные закономерности при расчетах перемещений КНБК, выбираем расчетные варианты компоновок, наиболее вероятные для возникновения у них значительных прогибов:

1) $D_{c1} = 212$ мм; $L_1 = 3,75$ м; $D_{c2} = 212$ мм; $L_2 = 11,18$ м; зенитный угол 60° (во всех вариантах);

2) $Dc_1 = 212$ мм; $L_1 = 3,75$ м; $Dc_2 = 200$ мм; $L_2 = 10,55$ м;

3) $Dc_1 = 212$ мм; $L_1 = 3,75$ м; $Dc_2 = 190$ мм; $L_2 = 9,85$ м.

После расчета реакций на долоте, центраторах, в точке контакта ЗД со стенкой скважины, а также расстояния от неё до верхнего центратора, полученные данные подставляем в применявшуюся ранее программу построения графиков перемещений, с внесенными в неё поправками: $Dt = 0,172$ мм; $q = 1,1 \cdot \sin(\alpha)$; $EI = 4000$ кН · м².

Полученные результаты (рис. 4.20, а, б, в) позволяют сделать вывод, что величина прогиба оптимальных стабилизирующих компоновок с забойным двигателем Д-172 находится в пределах, обеспечивающих отсутствие контакта ЗД со стенкой скважины и возможность улучшения работы компоновки в отношении стабилизации азимута.

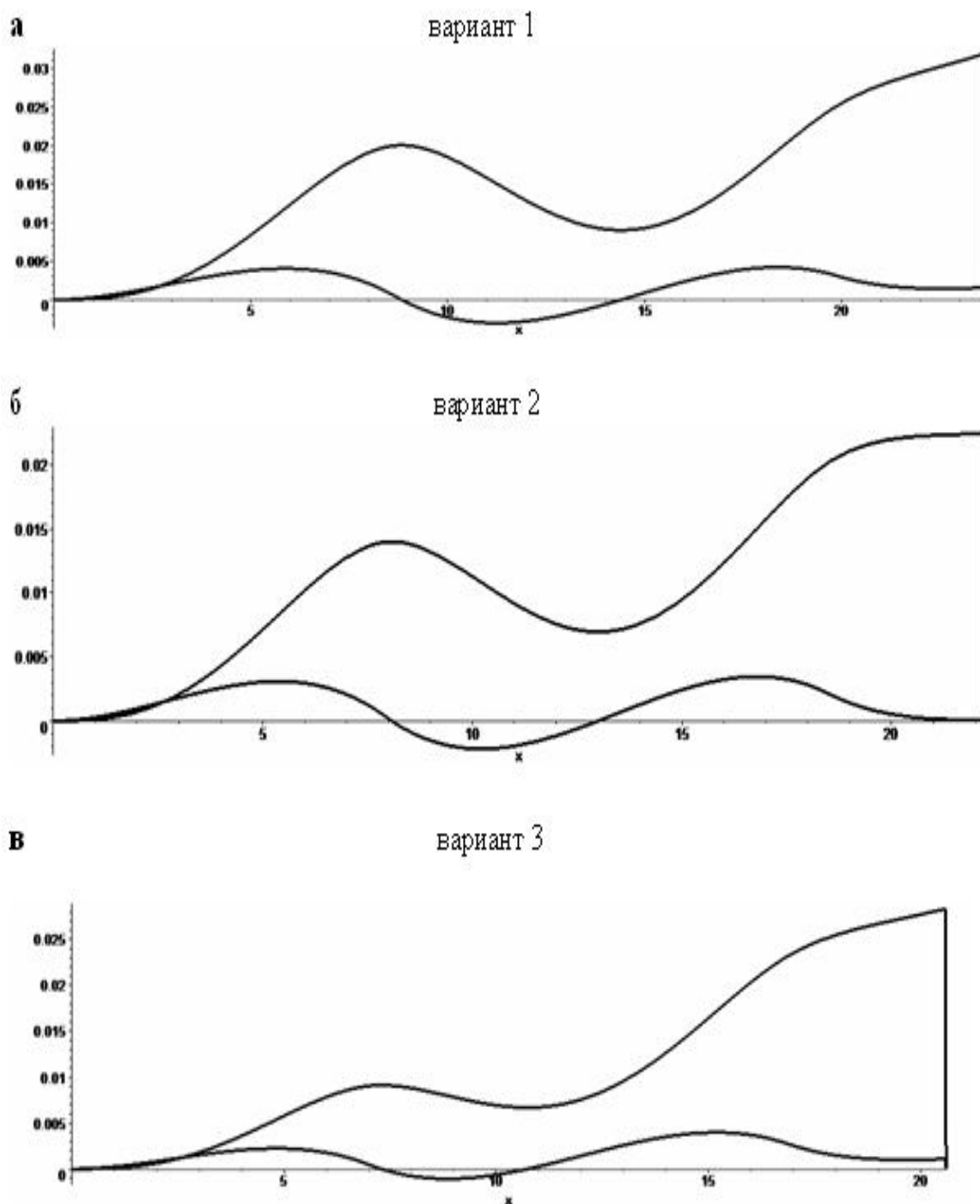


Рис. 4.20. Прогиб (верхняя кривая) и углы поворота (нижняя кривая) сечений стабилизирующих КНБК Описание вариантов приведено в тексте

4.8.4. Компоновки для малоинтенсивного увеличения зенитного угла

За последние годы всё большее применение находят профили скважин, включающие протяженный по длине участок малоинтенсивного увеличения зенитного угла. Его реализация с помощью неориентируемых одноцентраторных

компоновок имеет недостаток, связанный с нестабильностью их работы. Представляет интерес изучение возможностей применения в указанных целях забойного двигателя уменьшенного диаметра Д-172 (долото 215,9 мм) в составе двухцентраторных компоновок. Такие КНБК могут иметь преимущества по сравнению с аналогичными на базе двигателя диаметром 195 мм.

Выше отмечалось, что по ряду причин стабилизирующая компоновка может работать в нерасчетном режиме. Если причиной этого является отличие фактического зенитного угла от проектного, последствий такого отклонения в случае пассивной компоновки вообще не будет. Но любая по степени устойчивости КНБК может перейти в режим работы с фрезерованием стенки скважины при отличии её истинных геометрических параметров от заложенных в расчетную схему. Этот процесс эквивалентен переходу на какую-либо из соседних линий $Rd(L_2)$ (см. рис. 4.17, 4.18). В рассматриваемом случае для появления отклоняющей силы на долоте, способствующей росту зенитного угла, нужно уменьшать диаметр второго центратора и увеличивать расстояние между центраторами. Такой путь нежелателен ввиду увеличения прогиба компоновки и реакций на центраторах (см. рис.4.17). Следовательно, необходимо снять условие равенства нулю угла между осями долота и скважины (Ugd) путем уменьшения расстояния между долотом и первым центратором. В этом случае величина Ugd будет положительной, и наряду с фрезерованием будет иметь место асимметричное разрушение забоя, а кривые $Rd(L_2)$ на рис. 4.17, 4.18 должны сместиться вниз.

На рис. 4.21 приведены результаты расчета реакций на долоте и центраторах для компоновок: $Dc_1 = 214$ мм; $L_1 = 2,5$ м (уменьшение примерно на 1 м); $Dc_2 = 212, 200, 190$ мм; зенитный угол 40° . Можно видеть подтверждение сказанному: кривые $Rd(L_2)$ сместились вниз, устойчивая отклоняющая сила на долоте появляется при умеренных значениях L_2 .

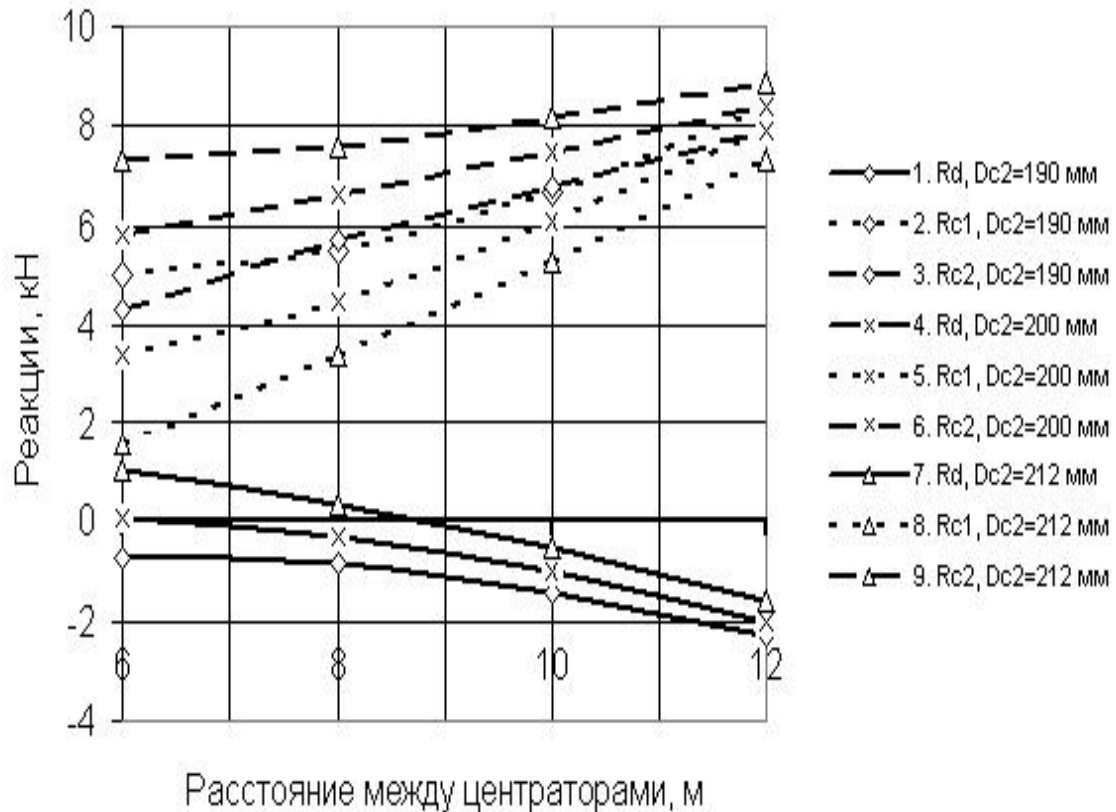


Рис. 4.21. Зависимости реакций на долоте и центраторах у КНБК с двигателем Д-172 для увеличения зенитного угла Диаметр первого центратора 214 мм, расстояние между ним и долотом 2,5 м; зенитный угол 40°

Ввиду того, что ранее был обоснован выбор диапазона $L_2 > 6$ м, исключаящую неустойчивую зону L_2 , наблюдаются четкие закономерности близкого к линейному распределения всех реакций. Например, по центраторам: с уменьшением расстояния между ними до 6 м возрастает неравномерность нагрузки на центраторы ($R_{c2} - R_{c1}$), причем она минимальна при диаметре второго центратора, равном 212 мм (≈ 1 кН) и максимальна при $D_{c2} = 190$ мм (≈ 6 кН). С удалением второго центратора реакции R_{c1} , R_{c2} возрастают до 7 - 9 кН. Эти закономерности одинаковы при любых значениях зенитного угла и геометрических параметрах компоновок, поэтому далее на графиках приводятся только реакции на долоте.

На рис. 4. сплошными линиями показано изменение реакции на долоте при дальнейшем уменьшении (с 2,5 до 2 м) расстояния от долота до первого центратора. Отчетливо видна возможность её активного регулирования путем подбора диаметра и места расположения второго центратора. Чем дальше он расположен от первого центратора и меньше его диаметр, тем интенсивнее будет происходить набор зенитного угла.

При умеренном приближении первого центратора диаметром 212 мм к долоту ($L_1 = 3$ м, пунктирные линии) отклоняющая сила на долоте уменьшается, и работа компоновки менее чувствительна к её геометрическим параметрам.

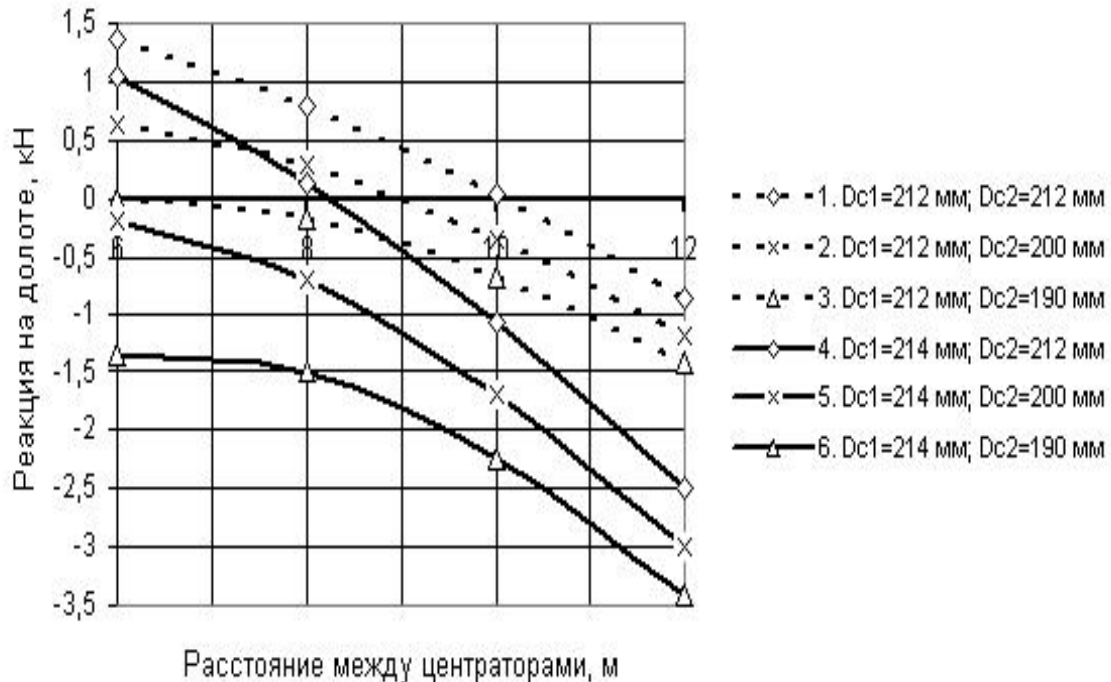


Рис. 4.22. Зависимости реакций на долоте у КНБК с двигателем Д-172 для увеличения зенитного угла Диаметр первого центратора 214 мм, расстояние между ним и долотом 2 м (сплошные линии); диаметр первого центратора 212 мм, расстояние между ним и долотом 3 м (пунктирные линии); зенитный угол 40°

4.8.5. Устойчивость компоновок с Д-172 для малоинтенсивного увеличения зенитного угла

Руководствуясь результатами расчетов, приведенных в предыдущем разделе легко выбрать какие-либо варианты КНБК с учетом конкретных условий для их экспериментальной проверки. Выбор достаточно широк, и необходимо исключить варианты неустойчивых компоновок. Неустойчивой компоновкой в данном случае будем называть такую, при которой с ростом величины зенитного угла интенсивность его увеличения возрастает, и, наоборот, уменьшается при значении α меньше расчетного. Чем больше отрицательный угол наклона касательных к линиям $Rd(\alpha)$, тем активнее будет происходить этот процесс (т.е., чем больше зенитный угол, тем быстрее он возрастает). При угле наклона $Rd(\alpha)$, близком к нулю, компоновка является пассивной, она сохранит постоянную интенсивность i_α . Если $Rd(\alpha)$ возрастает (стабилизирующие КНБК в этом случае называются устойчивыми), величина i_α будет снижаться, и в случае пересечения линией $Rd(\alpha)$ оси α набор угла прекратится.

Следовательно, лучший вариант компоновки для малоинтенсивного увеличения зенитного угла - КНБК, близкая к пассивной. Если допускается его стабилизация, компоновка может быть активной.

Рисунок 4.23 иллюстрирует процедуру подбора геометрических параметров пассивной компоновки. Выбраны два базовых варианта:

- 1) $D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 2,5$ м; $D_{c2} = 190$ мм (сплошные линии);
- 2) $D_{c1} = 214$ мм; $L_1 = 2$ м; $D_{c2} = 190$ мм (пунктирные линии).

При уменьшении расстояния между центраторами с 8 до 6 м (второй вариант), компоновка из неустойчивой превращается в пассивную. С уменьшением L_1 до 2 м (первый вариант) устойчивость компоновки также повышается.

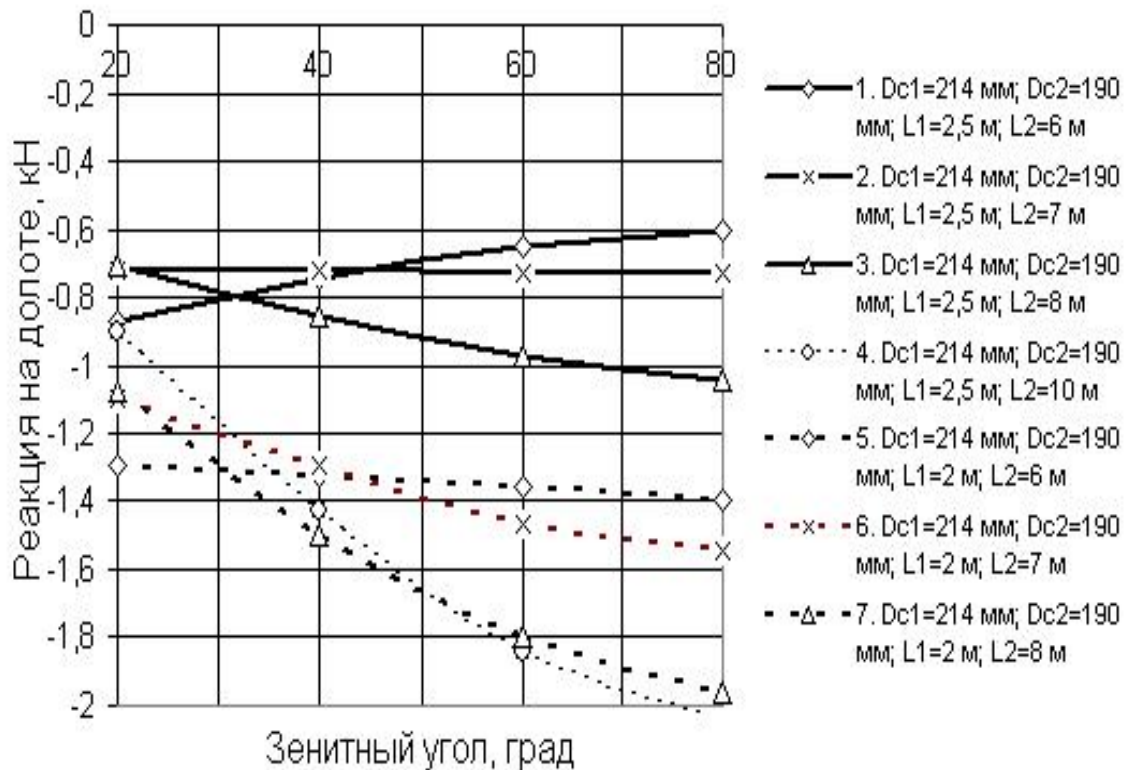


Рис. 4.23. Подбор геометрических параметров устойчивой КНБК

Расстояние до первого центратора 2,5 м (сплошные линии) и 2 м (пунктирные линии); его диаметр 214 мм

Вызывает большой практический интерес возможность применения КНБК с двумя передвижными центраторами (214 и 212 мм). Как установлено ранее (см. рис. 4.22), в этом случае набор угла возможен при значительном расстоянии между центраторами.

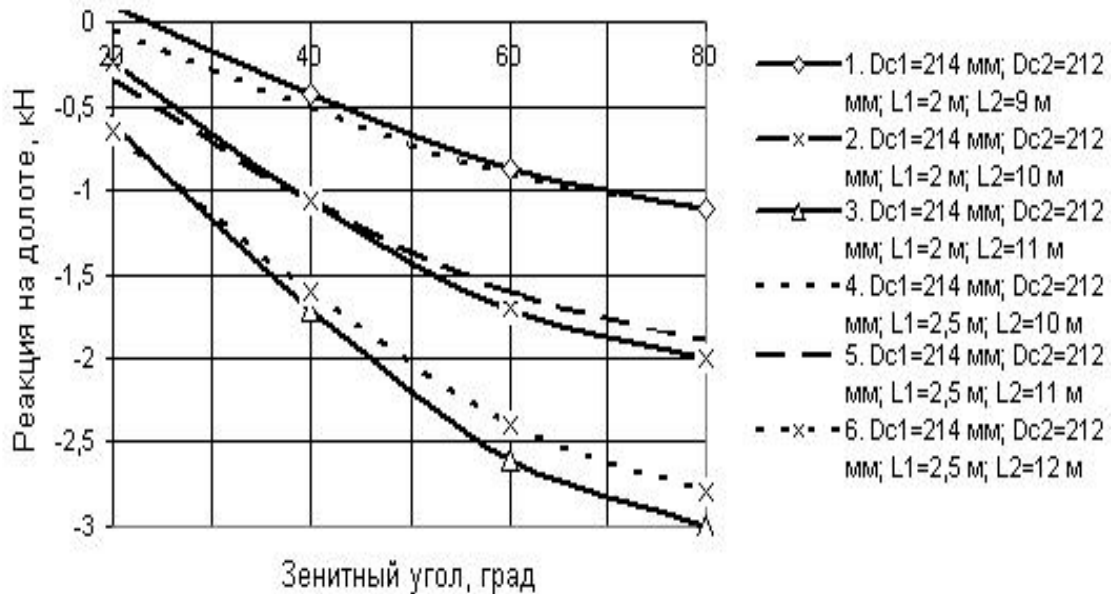


Рис. 4.24. Устойчивость КНБК с передвижными центраторами

Расстояние до первого центратора 2 и 2,5 м (сплошные и пунктирные линии)

Такой тип компоновки может иметь преимущество в отношении стабилизации азимута, но, как видно из рис. 4.24, возникает проблема с обеспечением её устойчивости. Она частично решается путем некоторого уменьшения длин участков L_1 и L_2 . Неустойчивость компоновки в рассматриваемом случае обозначает, что с увеличением зенитного угла возрастает величина i_α . Какова она, и насколько

приемлема на практике, можно установить только экспериментально.

Как видно из изложенного, с целью повышения интенсивности набора зенитного угла и облегчения выбора устойчивых компоновок можно вообще отказаться от обоих условий (4.1), что и было показано выше (см. рис. 4.24). При большом расстоянии между центраторами нужно выполнить расчеты прогиба компоновки.

4.9. Устойчивость компоновок к действию различных факторов

Причиной расхождений результатов теоретических расчетов с практикой является отличие принятой расчетной схемы от реальных условий в скважине. Рассмотрим действующие при работе КНБК факторы на примере расчета двухцентраторной компоновки. Исходными данными являются:

D_d , D_{c_1} , D_{c_2} , D_t - диаметры долота, центраторов, турбобура, соответственно; L_1 , L_2 - длины, указывающие расположение центраторов; $q(\alpha)$, EI - поперечная

составляющая веса 1 м забойного двигателя и его жесткость на изгиб; α - зенитный угол; i_α - интенсивность искривления (кривизна скважины). Эти данные задают расчетную схему с конкретными параметрами: геометрические величины (включая i_α) определяют положение точек оси компоновки, $q(\alpha)$ - действующую нагрузку. Из всех данных только у величин Dt и EI имеется соответствие между реальными условиями и расчетной схемой. По всем остальным параметрам такого соответствия может не быть. Главными, поддающимися количественному анализу, причинами этих отличий являются:

- 1) расширение ствола скважины, вследствие чего обычно наблюдается условие $D_{скв} > Dd$;
- 2) внедрение лопастей центраторов в стенку скважины, приводящее к изменению радиального зазора на центраторах;
- 3) смещение равнодействующей реакции на центраторах от их средней точки;
- 4) отличие фактической кривизны скважины от расчетного значения;
- 5) отличие фактической величины зенитного угла от расчетной.

Влияние последнего фактора подробно рассмотрено выше. В первую очередь с ним связано понятие устойчивости компоновки, показывающей ей поведение при отклонении траектории скважины от расчетного угла стабилизации. Метод изучения устойчивости КНБК состоит в определении зависимости реакции на долоте от величины зенитного угла $Rd(\alpha)$ при фиксированных значениях других параметров, вид которой позволяет сделать заключение об устойчивости компоновки.

Очевидно, что к каждому из перечисленных выше оставшихся факторов можно применить точно такой же подход и получить в результате еще четыре характеристики устойчивости КНБК. Поскольку термин «устойчивость» зарезервирован за фактором зенитный угол, в отношении остальных его будем применять с обязательным указанием на фактор, по отношению к которому исследуется устойчивость компоновки. В результате появляются следующие характеристики технологических свойств компоновок:

- 1) устойчивость компоновки к увеличению диаметра скважины;
- 2) устойчивость компоновки к уменьшению диаметра центраторов;
- 3) устойчивость компоновки к изменению расположения центраторов;
- 4) устойчивость компоновки к изменению кривизны скважины.

Рассмотрим более подробно роль перечисленных факторов.

Увеличение диаметра скважины вне всякого сомнения происходит в момент разрушения забоя рабочей поверхностью долота, особенно шарошечного (даже при сверлении металла на станке диаметр отверстия превышает диаметр сверла). Замер этой величины в зоне работающего долота невозможен. После разрушения породы забоя под действием многочисленных факторов (промывка скважины, фильтрация бурового раствора и т.д.) продолжает происходить изменение диаметра ствола скважины, поэтому кавернометрия, профилометрия и т.п. не дают представления об истинном диаметре забоя скважины в момент его разрушения. Судить об этой величине можно только, пользуясь косвенными методами. В частности, нами при исследовании работы компоновки с калибратором предложен

метод возможных перемещений долота (см. п. 2.4), из которого следует, что, если калибратор влияет на траекторию скважины, значит её диаметр в зоне долота меньше его возможного перемещения.

В работе [25] рассмотрена устойчивость компоновки к изменению диаметра скважины. В качестве примера взяты четыре варианта компоновок (диаметр долота 215,9 мм, диаметр турбобура 172 мм), работающих на уменьшение зенитного угла. Лучшим является вариант с наименьшим влиянием фактического диаметра скважины на величину отклоняющей силы на долоте.

Устойчивость к изменению диаметра центратора. Нагрузка на центраторы достигает величины 10 кН и более. Стенки скважины могут иметь податливость, если её разрез сложен породами невысокой твердости, например, на месторождениях Западной Сибири. Кроме того, центраторы собственного изготовления зачастую имеют укороченную длину рабочей части. Следствием этих причин является возможность внедрения лопастей (ребер) в стенку скважины. Для расчетной схемы это эквивалентно уменьшению диаметра центратора: например, при его углублении в стенку скважины на 1 мм, диаметр D_c при расчете нужно уменьшить на 2 мм.

Углубление центраторов в стенку скважины изучалось в работах [27, 28]. Отмечается [27], что аналитические расчеты, хоть они и представлены, не могут описать реальный процесс, так как свойства горной породы в условиях скважины определить невозможно. Остается единственный путь - изучить изменение величины $R_d(D_c)$, другими словами, оценить устойчивость компоновки к углублению центратора в стенку скважины.

Расположение центраторов. Влияние этого фактора, состоящее в смещении равнодействующей реакции R_c , зависит от соотношения между размерами L_1 , L_2 и длинами центраторов. При этом более сильное влияние оказывает длина первого центратора, особенно при уменьшении расстояния между ним и долотом. Поскольку ранее исследовались зависимости $R_d(L_1, L_2)$, по ним можно судить об устойчивости компоновки к изменению этого фактора. Представляющие практический интерес компоновки имеют такие геометрические параметры, при которых влиянием на их устойчивость отклонений величин L_1, L_2 от расчетных значений можно пренебречь.

Искривление скважины. В работе [25] показано, что все стабилизирующие компоновки стремятся уменьшить кривизну скважины. Данный фактор может играть существенную роль, если компоновка предназначена для малоинтенсивного увеличения зенитного угла, замедляя этот процесс.

Еще раз подчеркнем взаимосвязь между причинами расхождений результатов теоретических расчетов с практикой и устойчивостью компоновок к воздействию различных факторов следующим примером. Если бы компоновка по всем рассмотренным характеристикам устойчивости являлась пассивной, разница указанных выше расхождений была бы минимальной. Остановимся подробнее на показателях устойчивости компоновок к изменению диаметров скважины и центраторов.

4.10. Показатели устойчивости одноцентраторных компоновок

4.10.1. Оптимальные стабилизирующие компоновки

Для моделирования процесса разработки стенок скважины достаточно в многократно использовавшуюся ранее программу в качестве исходных данных вводить различные значения диаметра долота. Из выходных данных интерес представляет только реакция на долоте. Результаты расчета компоновок с расчетными углами стабилизации 20, 40, 60° представлены в таблице 4.5., из которой видно, что при увеличении диаметра скважины на долоте появляется реакция, изменяющаяся по линейному закону пропорционально изменению величины $D_{скв}$. Её знак соответствует уменьшению зенитного угла.

Таблица 4.5

К оценке устойчивости оптимальных одноцентраторных компоновок к увеличению диаметра скважины

D _c = 213,6 мм; L _д = 4,87 м; зенитный угол 20°							
D _д , мм	215,9	218	220	222	224	226	228
Rd, кН	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
D _c = 213,6 мм; L _д = 4,16 м; зенитный угол 40°							
Rd, кН	0	0,16	0,32	0,48	0,64	0,8	0,97
D _c = 213,6 мм; L _д = 3,86 м; зенитный угол 60°							
Rd, кН	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	0,2

При возрастании угла стабилизации с 20 до 60° приращение величины реакции на долоте увеличивается вдвое. Полученные численные значения Rd представляются достаточными для вывода компоновки из режима стабилизации зенитного угла.

Для изучения устойчивости компоновки к уменьшению диаметра центратора (его вдавливанию в стенку скважины) достаточно на входе в программу задавать уменьшенные значения D_c, принимая при этом, что глубина внедрения центратора h_c равна половине величины изменения его диаметра. Например, при D_c = 213,6 мм h_c = 0, а при D_c = 211,6 мм h_c = 1 мм и т.д.

Таблица 4.6

Устойчивость оптимальных компоновок к углублению центратора в стенку скважины

D _c = 213,6 мм; L _д = 4,87 м; зенитный угол 20°						
h _д , мм	0	1	2	3	4	5
Rd, кН	0	0,18	0,37	0,56	0,77	1,7
D _c = 213,6 мм; L _д = 4,16 м; зенитный угол 40°						
Rd, кН	0	0,29	0,6	0,9	1,24	2,8

D _c = 213,6 мм; L _г = 3,86 м; зенитный угол 60°						
Rd, кН	0	0,36	0,73	1,1	1,55	3,5

Из таблицы 4.6 с результатами расчетов видно, что углубление центратора в стенку скважины приводит к точно таким же последствиям, как увеличение её диаметра. Учитывая, что в реальной скважине вполне вероятно одновременное действие рассмотренных выше факторов, оптимальные компоновки могут являться действительно стабилизирующими, только, будучи активно-устойчивыми. Это еще один довод в пользу компоновок для малоинтенсивного увеличения (или стабилизации) зенитного угла типа А.

4.10.2. Компоновки для малоинтенсивного увеличения зенитного угла

Результаты расчетов, представленные в таблицах 4.7, 4.8, говорят о том, что компоновки типа А в реальной скважине более склонны к уменьшению зенитного угла по сравнению с оптимальными. Механизма искривления за счет асимметричного разрушения забоя может оказаться недостаточно даже для обеспечения его стабилизации. После опробования опытных компоновок возможен переход к компоновкам, работающих с привлечением механизма искривления за счет фрезерования стенки скважины.

Таблица 4.7

Устойчивость компоновок типа А к увеличению диаметра скважины

D _c = 210 мм; L _г = 3,96 м; зенитный угол 20°						
D _{сваж} , мм	215,9	218	220	222	224	226
Rd, кН	0	0,18	0,35	0,53	0,71	0,89
D _c = 210 мм; L _г = 3,38 м; зенитный угол 40°						
Rd, кН	0	0,29	0,57	0,85	1,14	1,43
D _c = 210 мм; L _г = 3,14 м; зенитный угол 60°						
Rd, кН	0	0,36	0,71	1,07	1,43	1,8
D _c = 212 мм; L _г = 4,55 м; зенитный угол 20°						
Rd, кН	0	0,12	0,24	0,37	0,49	0,61
D _c = 212 мм; L _г = 3,88 м; зенитный угол 40°						
Rd, кН	0	0,2	0,39	0,58	0,78	0,98
D _c = 212 мм; L _г = 3,61 м; зенитный угол 60°						
Rd, кН	0	0,25	0,49	0,73	0,98	1,2

Таблица 4.8

Устойчивость компоновок типа А к углублению центратора в стенку скважины

D _c = 210 мм; L _г = 3,96 м; зенитный угол 20°					
h _г , мм	0	1	2	3	4
Rd, кН	0	0,3	0,6	0,97	1,37

Dc = 210 мм; L ₁ = 3,38 м; зенитный угол 40°					
Rd, кН	0	0,47	1,0	1,55	2,2
Dc = 210 мм; L ₁ = 3,14 м; зенитный угол 60°					
Rd, кН	0	0,59	1,23	1,9	2,7
Dc = 212 мм; L ₁ = 4,55 м; зенитный угол 20°					
Rd, кН	0	0,21	0,43	0,67	0,93
Dc = 212 мм; L ₁ = 3,88 м; зенитный угол 40°					
Rd, кН	0	0,33	0,69	1,1	1,5
Dc = 212 мм; L ₁ = 3,61 м; зенитный угол 60°					
Rd, кН	0	0,42	0,87	1,34	1,86

4.11. Показатели устойчивости двухцентраторных компоновок для малоинтенсивного увеличения зенитного угла

Как было показано выше, дополнительные факторы (расширение ствола скважины и вдавливание в её стенку центратора) играют весьма существенную роль и могут изменить технологические показатели компоновки. Например, казалось бы, идеальная, оптимальная стабилизирующая пассивная (или пассивно-устойчивая) компоновка вероятнее всего будет работать с малоинтенсивным уменьшением зенитного угла. Поскольку двухцентраторные компоновки являются более перспективными, представляет интерес изучение влияния указанных факторов на их технологические показатели.

Для анализа выбрана компоновка промежуточного типа (А) между оптимальными стабилизирующими и КНБК для увеличения зенитного угла (Φ) в следующих вариантах:

- 1) Dc₁ = 212 мм; L₁ = 4 м; Dc₂ = 204 мм; L₂ = 11,6 м; зенитный угол 20°;
- 2) Dc₁ = 212 мм; L₁ = 4 м; Dc₂ = 204 мм; L₂ = 11,1 м; α = 60°;
- 3) Dc₁ = 210 мм; L₁ = 4 м; Dc₂ = 204 мм; L₂ = 12,4 м; α = 20°;
- 4) Dc₁ = 210 мм; L₁ = 4 м; Dc₂ = 204 мм; L₂ = 11,5 м; α = 60°.

Компоновки по 2 и 4 вариантам не удовлетворяют требованию ограничения прогиба, но это здесь не принималось во внимание, так как исследовалась роль зенитного угла, на который рассчитана компоновка.

Таблица 4.9

Устойчивость двухцентраторных компоновок типа А к увеличению диаметра скважины

Dc ₁ = 212 мм; L ₁ = 4 м; Dc ₂ = 204 мм; L ₂ = 11,6 м; зенитный угол 20°						
D _{св} , мм	215,9	218	220	222	224	226
Rd, кН	0	0,13	0,26	0,39	0,51	0,64
Dc ₁ = 212 мм; L ₁ = 4 м; Dc ₂ = 204 мм; L ₂ = 11,1 м; зенитный угол 60°						

Rd, кН	0	0,14	0,27	0,4	0,54	0,67
Dc ₁ = 210 мм; L ₁ = 4 м; Dc ₂ = 204 мм; L ₂ = 12,4 м; зенитный угол 20°						
Rd, кН	0	0,135	0,26	0,38	0,5	0,62
Dc ₁ = 210 мм; L ₁ = 4 м; Dc ₂ = 204 мм; L ₂ = 11,5 м; зенитный угол 60°						
Rd, кН	0	0,13	0,26	0,39	0,52	0,65

Сравнение приведенных в таблице 4.9 результатов с данными табл. 4.7 по одноцентраторным компоновкам показывает, что двухцентраторные КНБК менее чувствительны к увеличению диаметра скважины. Кроме того, увеличение зенитного угла практически не повлияло на исследуемую характеристику компоновки. Эти же выводы справедливы и в отношении влияния второго фактора - внедрения лопастей центратора в стенку скважины (табл. 4.10).

Таблица 4.10

Устойчивость двухцентраторных компоновок типа А к углублению центратора в стенку скважины

Dc ₁ = 212 мм; L ₁ = 4 м; Dc ₂ = 204 мм; L ₂ = 11,6 м; зенитный угол 20°					
h ₂ , мм	0	1	2	3	4
Rd, кН	0	0,18	0,37	0,55	0,74
Dc ₁ = 212 мм; L ₁ = 4 м; Dc ₂ = 204 мм; L ₂ = 11,1 м; зенитный угол 60°					
Rd, кН	0	0,2	0,39	0,59	0,79
Dc ₁ = 210 мм; L ₁ = 4 м; Dc ₂ = 204 мм; L ₂ = 12,4 м; зенитный угол 20°					
Rd, кН	0	0,18	0,36	0,53	0,7
Dc ₁ = 210 мм; L ₁ = 4 м; Dc ₂ = 204 мм; L ₂ = 11,5 м; зенитный угол 60°					
Rd, кН	0	0,18	0,37	0,56	0,75

Выводы по четвертой главе

Для заданных значений зенитного угла и диаметра первого центратора существует определенное расстояние между ним и долотом, при котором выполняются оба условия (см. выше) оптимизации стабилизирующих компоновок. При этих параметрах первого центратора угол между осями долота и скважины остается равным нулю независимо от диаметра второго центратора и его расположения.

Каждому сочетанию геометрических параметров оптимальной КНБК соответствуют два возможных значения расстояния между центраторами (если решение существует). При меньшем из них (компоновки первой группы) КНБК устойчивы к изменению зенитного угла, при большем (вторая группа) являются пассивными.

Оптимальные двухцентраторные компоновки так же, как и одноцентраторные, требуют применения первого центратора с увеличенным диаметром, который может оказаться неприемлемым на практике. Устанавливаться он должен на значительном

расстоянии от долота.

Компоновка типа А, допускающая некоторое увеличение зенитного угла за счет асимметричного разрушения забоя, позволяет уменьшить диаметр применяемых центраторов.

Устойчивость компоновок типа А к изменению зенитного угла хуже, чем у оптимальных, но путем подбора геометрических параметров они могут быть приближены к пассивным.

Компоновки первой группы (см. выше) неприемлемы, так как находятся в зоне неустойчивых решений, когда незначительное изменение входных данных (геометрических параметров КНБК) вызывает большие изменения в результатах расчета реакций на долоте и центраторах.

Компоновки второй группы имеют увеличенное расстояние между центраторами, что может улучшить стабилизацию азимута скважины. У таких КНБК должна выполняться проверка величины их прогиба из условия отсутствия контакта забойного двигателя со стенкой скважины на участке между центраторами. Приведены соответствующие методика и расчеты.

У компоновок типа А размер центраторов может быть уменьшен до практически приемлемых значений - $210 \div 212$ мм. Условия, связанные с ограничением величины прогиба компоновки, легко выполняются путем подбора её геометрических параметров.

Выполнены расчеты разных типов компоновок с использованием забойного двигателя уменьшенного диаметра (Д-172) и передвижных центраторов с проверкой прогиба и устойчивости к изменению зенитного угла.

Исследованы дополнительные показатели устойчивости компоновок к воздействию факторов: увеличение диаметра скважины при разрушении забоя и вдавливание лопастей центратора в её стенку.

Оба фактора приводят к появлению реакции на долоте, способствующей снижению зенитного угла. У компоновок с двумя центраторами величина реакции ниже и она почти не зависит от зенитного угла, на который рассчитана компоновка.

Степень влияния указанных дополнительных факторов на траекторию скважины можно определить только опытным путем. Для их компенсации может потребоваться изменение компоновки таким образом, чтобы появилась реакция на долоте требуемой величины с соответствующим знаком. Как это сделать, подробно, с примерами расчетов изложено в работе.

В заключение отметим следующее. В работе не ставилась, и не может, на наш взгляд, ставиться цель точного прогнозирования работы компоновок по представленным расчетам, так как реальные значения даже основных факторов, вполне поддающихся математическому описанию, неизвестны. Расчеты позволяют кратчайшим путем подобрать компоновку применительно к конкретным условиям. Руководствуясь ими ясно:

- 1) какую компоновку нужно собрать и опробовать в первую очередь;
- 2) как объяснить полученные результаты;

3) что нужно изменить в компоновке для получения желаемого результата.

Только после реализации этого плана компоновка начнет работать должным образом. А далее всё просто: обработать промысловый материал, и только тогда можно перейти к траектории скважины, основанной не на множестве неизвестных величин, а на реальной работе компоновок.

Это оптимальный, как представляется, путь решения проблем, связанных с работой неориентируемых компоновок, и ведущий к сокращению затрат на строительство скважин.

Ссылки

Обязательная литература

Вудс Г., Лубинский А. 1960. Искривление скважин при бурении. Москва. Гостоптехиздат,

Lubinski A., Woods H.B. 1953. Factors affecting the angle of inclination and production practice. 222. 1953,

Walker B.H., Fridman M.B. 1977. Three dimensional force and deflection analysis of a variable cross section drill string. J. of Dressier Vessel Technology. 1977 May, p. 367–375

Прохоренко В.В., Крепина Т.В. 1988. Исследование и разработка оптимальных компоновок, содержащих турбобур с центратором с помощью трехмерной аналитической модели КНБК в искривленной скважине. Вопросы совершенствования буровой техники и ее использование. Т. Вып. 64. стр. 37 - 52. Тр. ВНИИБТ

Callas N.P. 1984. Computer helps fine tune drilling assemblies for precise, low cost control at hole course. v. 45. Drilling, № 6. – p. 68–69

Callas N.P., Callas R.L. 1980. Boundary value problem is solved. Oil and Gas J, v. 78. – № 50. – p. 62–66

К.М.Солодкий, А.Ф.Федоров, А.С.Повалихин, В.Л.Шагалов, А.Г.Калинин. 1984. Принцип выбора стабилизирующих компоновок с заданными опти-мальными параметрами. Нефтяное хоз-во. № 9, С. 15–17.

А.Ф.Федоров, К.М.Солодкий, А.Г.Калинин, А.С.Повалихин. 1982. Метод оптимизации параметров компоновок для стабилизации зенитно-го угла наклонных скважин. Нефтяное хоз-во. № 11, С. 11–12

Б.З. Султанов, Е.И. Ишемгужин, Н.Х. Шаммасов, В.Н. Сорокин. 1973. Работа бурильной колонны в скважине. Москва. Недра, 216с.: ил

Ишемгужин Е.И., Султанов Б.З. 1970. К расчету низа бурильной колонны при турбинном бурении. Нефтяное хоз-во. № 7, С. 11–16

Султанов Б.З. 1991. Управление устойчивостью и динамикой бурильной колонны. Москва. Недра, 208 с

Прохоренко В.В. 2002. Неориентируемые компоновки низа бурильной колонны для бурения скважин. Бурение и нефть. № 7, С. 28–29

Сушон Л.Я., Емельянов П.Е., Муллагалиев Р.Т. 1998. Управление искривлением наклонных скважин в Западной Сибири. Москва. Недра, 124 с

Оганов С.А., Джалалов С.М., Гасанов И.З. 1977. Исследование сил, действующих на центраторы, устанавливаемые на корпусе турбобура // Ученые записки. Тр. Азиннефтехим, Вып. 16. – С. 23–27

Калинин А.Г., Григорян Н.А., Султанов Б.З. 1990. Бурение наклонных скважин:

Справочник. Москва. Недра, 348 с.: ил

Гулизаде М.П., Мамедбеков О.К. 1985. Разработка забойных компоновок для стабилизации зенитного угла наклонных скважин. Изв. вузов. Сер. Нефть и газ. Баку, №6, с. 17 – 22

Тимошенко С.П. 1955. Устойчивость упругих систем. Москва. Гостехиздат,

Тимошенко С.П. 1965. Сопrotивление материалов. Москва. Наука,

Дарков А. В., Шпиро Г.С. 1989. Сопrotивление материалов. Москва. Высшая школа, 624 с.: ил

А.Г. Калинин. 1997. Бурение наклонных и горизонтальных скважин:

Справочник. Москва. Недра, 648 с.: ил

Сулакшин С.С. 1987. Направленное бурение. Москва. Недра, 272 с. ил

М.П. Гулизаде, Г.М. Зельманович, Л.Я. Кауфман, Л.Я. Сушон. 1975. Влияние анизотропии пород по буримости на процесс пространственного искривления. Баку. № 8, Изв. вузов. Сер. Нефть и газ, С. 13 – 16

Белоруссов В.О., Боднарук Т.М. 1988. Прогнозирование и расчет естественного искривления скважин. Москва. Недра, 174 с.

Принципы выбора стабилизирующих компоновок с заданными оптимальными параметрами. 1984. Солодкий К.М., Федоров А.Ф., Повалихин А.С., Шагалов В.Л., Калинин А.Г. Нефтяное хоз-во. № 9,

Оганов А.С., Повалихин А.С., Бадреев З.Ш. 1995. Новые решения в проектировании компоновок низа бурильной колонны. НТЖ. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. М.: ВНИИОЭНГ, № 4–5. – с. 11, 12, 16.

М.Н. Сафиуллин, П.В. Емельянов, С.Н. Бастриков. 1986. РД39 – 0148070 – 6.027 – 86 Инструкция по бурению наклонных скважин с кустовых площадок на месторождениях Западной Сибири. Тюмень. СибНИИНП, 138 с.: ил.

М.П. Гулизаде, С.А. Оганов, И.З. Гасанов, С.М. Джалалов. 1978. Методика определения размеров центратора с учетом требований искривления ствола скважины и предотвращения желобообразования. Баку. Изв. вузов. Сер. Нефть и газ, № 4. – С. 21–24.

С.А. Оганов, Н.А. Марабаев, С.М. Чудновский и др. 1978. К определению бокового усилия на долоте при проводке наклонных скважин турбобуром с центратором при учете податливости грунта. Изв. вузов. Сер. Нефть и газ. Баку, № 3. – С. 31–35.

М.П. Гулизаде, Г.М. Зельманович, Л.Я. Кауфман, Л.Я. Сушон. 1972. Определение индекса анизотропии пород и фрезерующей способности долота. Баку. Изв. вузов. Сер. Нефть и газ, № 10. – С. 20, 46

