

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И.
Сатпаева

Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Технологических машин, транспорта и логистики»

УДК 622.24.053

На правах рукописи

Кенжегалиев Эльдар Бауржанович

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

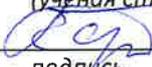
На соискание академической степени магистра

Название диссертации Разработка технологии формирования осевой нагрузки на долото при бурении искривленных скважин

Направление подготовки 7M07111 – Цифровая инженерия машин и оборудования

Научный руководитель
Ассоциированный профессор

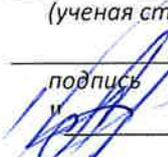
(ученая степень, звание)

 Карманов Т.Д.
подпись Ф.И.О.

" 18 " 06 2021г.

Рецензент

(ученая степень, звание)

 Кудайкулова Г.А.
подпись Ф.И.О.

" 18 " 06 2021г.

Нормоконтроль

к.т.н., ассистент-профессор

(ученая степень, звание)

 Бортебаев С.А.
подпись Ф.И.О.

" 18 " 06 2021г.

Технологические машины, транспорт и логистика

(наименование кафедры)

к.т.н. ассоциированный профессор
(ученая степень, звание)

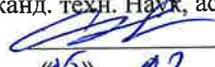
 Елемесов К.К.
подпись Ф.И.О.

" 18 " 06 2021г.



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой

Кафедра «Технологические машины, транспорт и логистика»
7M07111 - Цифровая инженерия машин и оборудования

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой ТМиО
канд. техн. Наук, ассоц. профессор
К.К. Елемесов

«06» 02 2021 г.

ЗАДАНИЕ на выполнение магистерской диссертации

Магистру Кенжегалиеву Эльдару Бауржановичу

Тему: «Разработка технологии формирования осевой нагрузки на долото при бурении искривленных скважин».

Утверждена приказом Ректора по науке университета №435-М от «3» декабря 2019г

Срок сдачи законченной диссертации «15» мая 2021 г.

Исходные данные к магистерской диссертации: Известные технологии направленного бурения при бурении нефтегазовых скважин и применяемые при этом виды оборудования.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов:

- а) Исследование особенностей проявления сил трения при горизонтальном бурении;
- б) Исследование взаимного влияния сил трения и колебательного движения бурильной колонны;
- в) Разработка метода снижения силы трения путем возбуждения продольных колебаний бурильной колонны;
- г) Разработка методики контроля осевой нагрузки на забое скважины;
- д) Разработка технических устройств для снижения сил трения на горизонтальном участке.

Перечень презентационного материала:

- а) схемы подачи осевых усилий на забой скважины в искривленном участке через бурильную колонну;
- б) схема воздействия крутильных колебаний на вращающийся бурильный вал с долотом;
- в) схема к расчету потерь осевой нагрузки на замковых соединениях бурильных труб;
- г) схема антифрикционных компоновок низа бурильной колонны;

Перечень необходимой литературы:

- 1 Абдулладзе Ф.А. Математическое моделирование динамики прихваченной ; . бурильной колонны- при работе > гидроимпульсного устройства для ликвидации прихватов //Изв. вузов. Нефть и газ. - 1987, - № 8; - С.23-25. :
- 2 Александров:М.М: Силы сопротивления при движении труб в скважине. - М.: Недра, 1978.-209с.к;
- 3 Алексеев В Н. Передача- осевой, нагрузки на породоразрушающий инструмент с учетом трения бурильной колонны о стенки скважины // Методика и техника разведки. Сб. науч. тр. - Л., ОНТИ ВИТР, 1981. - №138. - С.24-33.
- 4 Алиев Т.М., Мелик-Шахназаров А.М., Тер-Хачатуров А.А. Измерительные информационные системы в нефтяной промышленности. - М.: Недра, 1981. -351с.
- 5 Анализ каналов связи с забоем скважины с целью повышения эффективности использования элементов КНБК / Е.И. Ишемгужин, В.В. Шайдаков, В.У. Ямалиев и др. // Современные проблемы буровой и нефтепромысловой механики: Сб. науч. тр. - Уфа, 1989. - С.68-77.
- 6 А.с. 1689598 РФ, МКИ E21B 45/00. Датчик для контроля частоты вращающегося долота / Ю.А. Савиных, Е.С. Яблоков. Опубл. 07.11.81. Бюл. №41.

ГРАФИК

подготовки магистерской диссертации

Название разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
1 Обзор опубликованных материалов о взаимодействии колонны со стенками скважины и постановка задач исследований	02.03.2020	
2 Общие вопросы динамики бурильного инструмента при наличие контактного трения	09.11.2020	
3 Вопросы проектирования виброволновой компоновки низа бурильной колонны	15.02.2021	
4 Разработка гидравлического вибратора для бурильной колонны	15.04.2021	

Подписи

Консультантов и нормоконтролера на законченную магистерскую диссертацию с указанием относящихся к ним разделов диссертации

Наименование разделов	Консультанты, И.О.Ф (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
1 Обзор опубликованных материалов о взаимодействии колонны со стенками скважины и постановка задач исследований	к.т.н., ассоциированный профессор Карманов Т.Д	02.03.2020	
2 Общие вопросы динамики бурильного инструмента при наличие контактного трения	к.т.н., ассоциированный профессор Карманов Т.Д	09.11.2020	
3 Вопросы проектирования виброволновой компоновки низа бурильной колонны	к.т.н., ассоциированный профессор Карманов Т.Д	15.02.2021	
4 Разработка гидравлического вибратора для бурильной колонны	к.т.н., ассоциированный профессор Карманов Т.Д	15.04.2021	
Нормоконтролер	к.т.н., ассистент- профессор Бортебаев С.А.	15.06.2021	

Научный руководитель:  Карманов Т.Д.

Магистрант, выполнивший задание  Кенжегалиев Э.Б.

День «18» 06 2021г.

АННОТАЦИЯ

В диссертационной работе приведены результаты аналитических, расчетно-экспериментальных и стендовых лабораторных исследований по обоснованию применения гидравлического вибратора для бурильной колонны.

Использование вибраторов при бурении скважин основывается на увеличении механической скорости бурения и увеличении проходки на долото.

В результате исследований подтверждена принципиальная возможность их применения на бурильных скважинах.

Полученные результаты могут представлять научный и практический интерес при разработке новых гидравлических вибраторов и их компоновок и в других условиях эксплуатации.

АҢДАТПА

Диссертациялық жұмыста бұрғылау бағанасына арналған гидравликалық вибраторды қолдануды негіздеу бойынша аналитикалық, есептеу-эксперименттік және стендтік зертханалық зерттеулердің нәтижелері келтірілген.

Ұңғымаларды бұрғылау кезінде вибраторларды пайдалану бұрғылаудың механикалық жылдамдығын арттыруға және қашауға бұрғылауды арттыруға негізделген.

Зерттеулер нәтижесінде оларды бұрғылау ұңғымаларында қолданудың іргелі мүмкіндігі расталды.

Алынған нәтижелер жаңа гидравликалық вибраторларды және олардың орналасуын және басқа жұмыс жағдайларын жасауда ғылыми және практикалық қызығушылық тудыруы мүмкін.

ANNOTATION

In the dissertation work, the results of analytical, computational, experimental and bench laboratory studies on the justification of the use of a hydraulic vibrator for a drill string are presented.

The use of vibrators in drilling wells is based on increasing the mechanical speed of drilling and increasing the penetration per bit.

As a result of the research, the principal possibility of their application in drilling wells was confirmed.

The results obtained may be of scientific and practical interest in the development of new hydraulic vibrators and their configurations and in other operating conditions

Термины и определения

ЗС – забой скважины

СС – стенки скважины

ГВ – гидравлический вибратор

МСБ – механическая скорость бурения

ОН – осевая нагрузка

ПК – продольные колебания

АК - антифрикционные компоновки

СП – скорость подачи

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	8
1 Обзор опубликованных материалов о взаимодействии колонны со стенками скважины и постановка задач исследований	10
1.1 Силы сопротивления движению бурильного инструмента	10
1.2 Силы трения в исследованиях динамики бурильного инструмента	11
1.3 Влияние колебаний на силу трения	12
1.4 Применение вибраторов при бурении скважин	13
1.5 Цели и задачи исследования	15
2 Общие вопросы динамики бурильного инструмента при наличие контактного трения	16
2.1 Влияние трения на распространение продольных колебаний при роторном способе бурения	16
2.2 Влияние замков на силу сопротивления при бурении горизонтальных скважин	18
2.3 Оценка мощности, необходимой для заданного снижения силы трения	20
3 Вопросы проектирования виброволновой компоновки низа бурильной колонны	23
3.1 Мощность вибратора	23
3.2 Связка вибраторов в бурильной колонне	28
3.3 Антифрикционные компоновки низа бурильной колонны	34
4 Разработка гидравлического вибратора для бурильной колонны	38
4.1 Описание вибратора и обоснование его работоспособности	38
4.2 Выбор основных параметров вибратора	43
4.3 Модернизация конструкции вибратора	46
Заключение	49
Список используемой литературы	50

ВВЕДЕНИЕ

Проблема предупреждения, ограничения, а затем и в целом управления искривлением скважин берет свое начало с момента получения первых сведений о наличии самопроизвольных отклонений скважин от вертикального направления еще в конце 19 века.

Новый импульс в развитии теории и практики управления искривлением дало увеличение объемов бурения в стране наклонно направленных скважин. Появляются новые технические средства для бурения, большое внимание уделяется теоретическим аспектам управления искривлением скважин и, в частности, методам расчета КНБК, созданию математических моделей, позволяющих прогнозировать кривизну скважины, разрабатываются различные методы и т.д.

При бурении горизонтальных скважин возникает проблема поддержания достаточной осевой нагрузки, необходимой для эффективного разрушения породы. Это связано с резким увеличением сил сопротивления движению бурильного инструмента на горизонтальном участке скважины. Действие сил сопротивления описано многими исследователями, Однако, эти результаты получены, как правило, для вертикальных и наклонных скважин. Тем более что при бурении таких скважин не возникали задачи, связанные с необходимостью уменьшения сил трения. А в исследованиях прихватов бурильного инструмента последние рассматривались лишь как аварийные ситуации с соответствующим решением возникающих задач.

Целью исследований является разработка теоретических основ снижения потерь осевой нагрузки на долото при бурении горизонтальных скважин.

Объектом разработки является расчет и проверка возможности применения гидравлического вибратора для создания осевой нагрузки на забой в горизонтальном стволе бурильной колонной.

Научное положение.

1. Оптимальная работа гидравлического вибратора соответствует максимальному углу перекоса ударника равному 75° и максимальному углу перекоса перекидного клапана равному 60° .

2. С увеличением расстояния расположения гидравлических вибраторов мощность, передаваемая бурильной колонной на забой, уменьшается

Предмет исследования - силы сопротивления движению бурильного инструмента в горизонтальном участке скважины.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи:**

1) Исследовать силы трения между стенками скважины и бурильной колонной в искривленной части скважины;

2) Исследовать влияние вибраторов на увеличение осевой нагрузки при установке их в искривленной части бурильной колонны;

3) Разработать схему компоновки гидравлического вибратора для бурильной колонны;

4) Провести расчетное моделирование с определением конструктивных размеров гидравлического вибратора и изготовить действующую модель.

Научная новизна работы заключается в подробном рассмотрении вопросов влияния сил контактного трения на распространение продольных колебаний (расшифровать) по бурильной колонне и обратного влияния продольных колебаний бурильной колонны на силу трения. Исследован процесс распространения волны нагрузки при подаче бурильного инструмента. Предложен и разработан метод снижения силы трения путем установки вибраторов вдоль бурильной колонны и возбуждения продольных или крутильных колебаний. Решены основные вопросы проектирования антифрикционной компоновки бурильной колонны с установкой связки вибраторов на горизонтальном участке бурильной колонны. Сделаны оценки необходимой мощности и количества вибраторов. Получена оценка влияния замков на увеличение силы трения в горизонтальных скважинах.

Практическая ценность работы:

а) разработаны элементы антифрикционной компоновки;

б) получена оценка влияния колебательного движения колонны в процессе бурения на осевую нагрузку на долоте;

в) решены принципиальные вопросы проектирования антифрикционной компоновки;

г) получена оценка влияния замков на потери осевой нагрузки при проводке горизонтальных скважин.

1 Обзор опубликованных материалов о взаимодействии колонны со стенками скважины и постановка задач исследований

1.1 Силы сопротивления движению бурильного инструмента

Движение бурильного инструмента в скважине сопровождается действием значительной силы сопротивления движению бурильного инструмента, действие которой может привести к различным осложнениям при бурении скважин [1,2,3]. Наиболее значительные труды в этой области принадлежат Александрову М.М. [2]. Он выделяет несколько слагаемых (составляющих) силы сопротивления:

$$F = k * N * F_a + F_{\text{жд}} + F_z + F_y + F_{\text{а.д}} + F_{\text{ж}}, \quad (1.1)$$

где F - сила сопротивления движению бурильного инструмента;
 k - коэффициент сухого (контактного) трения колонны о СС;
 N - сила нормальной реакции стенок скважины;
 F_a - адгезионная составляющая силы сопротивления;
 F_z - механическое сопротивление, обуславливаемое наличием замков;
 $F_{\text{жд}}$ - механическое сопротивление, обуславливаемое жесткостью низа колонны и конфигурацией долота;
 F_y - добавочное сопротивление на устье скважины;
 $F_{\text{аж}}$ - адгезионные силы на участках контакта боковой поверхности труб (вне площади, через которую передается давление на стенку скважины);
 $F_{\text{ж}}$ - сопротивление, обуславливаемое жидкостью.

М. М. Александров разделяет понятия силы сопротивления и силы трения, подразумевая под силой трения лишь ту часть силы сопротивления, которая пропорциональна нормальной нагрузке. Все остальное он относит к дополнительным сопротивлениям. Наиболее весомым слагаемым в силе сопротивления в обычных условиях, если колонна не оставлена без движения на длительный срок, является сила трения.

Ввиду громоздкости формулы (1.1) очень часто пользуются [2] приближенными формулами, учитывающими наиболее существенные слагаемые силы сопротивления:

$$F = k * N + F_a, \quad (1.2)$$

$$F = k * N. \quad (1.3)$$

Согласно исследованиям Александрова М. М. взаимодействие бурильной трубы со стенками скважины в вертикальной скважине

происходит только по замкам. При бурении наклонных скважин происходит касание и по телу трубы, а при больших зенитных углах касание происходит и в отсутствии ОН. Значение силы сопротивления при бурении скважин в обычных (не аварийных) ситуациях составляет 150 ... 200 кН и растет с увеличением глубины скважины: каждые 1000 м спущенных труб, после глубины 2 км, соответствуют дополнительному повышению нагрузки на крюке на 30 ... 50 кН за счет силы сопротивления [3].

Оценивая вклад силы трения в силу сопротивления, исследователи единодушно отмечают, что силы трения составляют более половины от значения силы сопротивления.

Значение силы трения определяется коэффициентом трения и силой нормальной реакции стенок скважины. Сила нормальной реакции зависит от веса бурильного инструмента, осевого усилия, жесткости колонны и формы траектории скважины. Значение коэффициента трения зависит от породы, смазочных свойств, промывочной жидкости и скорости проскальзывания.

Действие сил сопротивления приводит к демпфированию колебаний бурильной колонны. Рассеиваемая энергия зависит от силы трения, приведенной к единице длины стержня, и имеет максимум. То есть существует возможность управления демпфированием и его оптимизация имеет практический интерес.

С другой стороны силы сухого трения сами являются источником автоколебаний колонны, так как сила трения зависит от скорости, и есть интервал скоростей, в котором сила трения (коэффициент трения) уменьшается с ростом скорости. Кроме того, действие сил трения приводит к уменьшению ОН на долото. По данным многих авторов сила трения составляет двадцать и более процентов от веса инструмента.

1.2 Силы трения в исследованиях динамики бурильного инструмента

При исследованиях продольных колебаний бурильной колонны её движение описывают следующим уравнением в частных производных:

$$\frac{d^2U}{dt^2} + 2 + \nu * \frac{dU}{dt} - a^2 * \frac{d^2U}{dx^2} = 0, \quad (1.3)$$

где U - смещение сечения x колонны в момент времени t ;

ν - коэффициент, характеризующий вязкое сопротивление;

a - скорость распространения продольных колебаний в колонне.

Движение же колонны с учетом силы трения в случае прямолинейной скважины и не потерявшей продольную устойчивость колонны описывается уравнением [13]:

$$\frac{d^2U}{dt^2} + k * g * \sin\alpha * \operatorname{sgn}\left(\frac{dU}{dt}\right) - a^2 * \frac{d^2U}{dx^2}, \quad (1.4)$$

где g - ускорение свободного падения;
 α - зенитный угол.

Уравнение (1.4) нелинейное, что и объясняет частый отказ от аналитического рассмотрения силы контактного (сухого) трения в динамике бурильной колонны. Тем не менее, имеются исследования действия силы сухого трения. Одно из них проведено Б. З. Султановым при рассмотрении крутильных автоколебаний бурильной колонны. Однако, в этом решении сделано очень сильное допущение о том, что деформация при закручивании колонны пропорциональна углу поворота, т.е.

$$\frac{d^2\varphi}{dx^2} = C * \varphi, \quad (1.5)$$

где $\varphi = \varphi(x,t)$ - угол поворота сечения X в момент времени t ;
 C - коэффициент пропорциональности.

Сделаны выводы о том, что изменение нагрузки на долото, обусловленное наличием различным образом распределенных по длине бурильной колонны силы сухого трения, мало по сравнению со средним уровнем нагрузки на долото и носит автоколебательный характер с периодом 3... 7.5 с амплитудой 1,5... 10 кН. Решение системы уравнений в частных производных с множеством условий переключения на ЭВМ не могло быть осуществлено с достаточной точностью, кроме того, сами переключения выписаны неверно. Поэтому полученные выводы вызывают сомнения.

1.3 Влияние колебаний на силу трения

Между трением и колебаниями существует тесная взаимная связь: трение способно породить колебания, а колебания влияют на трение [12]. Так, при скольжении тела по поверхности, вследствие взаимодействия микронеровностей соприкасающихся поверхностей, возникают нормальные колебания с частотой:

$$\omega = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (1.6)$$

где c - коэффициент контактной жесткости;
 m - масса груза.

Так что, если на тело наложить нормальные колебания с частотой, близкой частоте, определяемой соотношением (1.6), то это приведет к

уменьшению силы трения. Снижение силы трения на резонансной частоте при движении стали по стали достигает девяносто процентов.

Известно, что тангенциальные колебания, в направлении, перпендикулярном перемещению, также вызывают снижение силы трения:

$$F = k * N * \frac{V}{\sqrt{V^2 + A^2 * \omega^2 * \cos^2(\omega * t)}}, \quad (1.7)$$

где V - скорость движения груза;

A - амплитуда поперечных колебаний.

Аналогичный эффект реализуется в динамике буровой колонны: крутильные колебания вызывают изменения силы трения осевому перемещению колонны.

Применение вибраторов приводит к уменьшению коэффициента трения:

$$k_{\text{виб}} = k - c * A * l / N, \quad (1.8)$$

где $k_{\text{виб}}$ - коэффициент трения при наложении вибрации;

c - коэффициент упругости грунта;

A - амплитуда колебаний трубы;

N - сила нормальной реакции;

l - длина сваи.

Для проявления этого эффекта необходима большая амплитуда колебаний

$$A > f / c, \quad (1.9)$$

где f - сила трения, отнесенная к единице длины сваи.

Управление силой трения широко применяется в различных вибротранспортерах, где наложение колебаний определенной формы приводит к тому, что сила трения, препятствующая перемещению, становится движущей силой.

Таким образом, колебания оказывают сильное влияние на силу трения. Однако исследования этого эффекта ограничены рассмотрением сосредоточенного тела.

1.4 Применение вибраторов при бурении скважин

Использование вибраторов при бурении скважин основывается на трех экспериментально проверенных факторах: увеличении механической скорости бурения, увеличении проходки на долото и возможности применения простейших породоразрушающих инструментов, которые могут

успешно конкурировать с шарошечными долотами [11]. Существующие вибраторы в зависимости от привода можно разделить на гидравлические, механические, пневматические и электрические.

Очень простую конструкцию имеют золотниковые гидроударники, динамическая нагрузка которых создается только за счет гидроударов в промывочной жидкости, при перекрываниях потока вращающимся золотником. Однако и эти конструкции чувствительны к качеству промывочной жидкости. Кроме того, возникают трудности с запуском золотниковых вибраторов из состояния покоя.

Наибольшее распространение получили гидравлические вибраторы в связи с тем, что очистка забоя, в основном, происходит за счет прокачивания промывочного раствора. Среди гидравлических вибраторов особое место занимают гидроударники, в которых, кроме механических ударов за счет движения, ударник создает еще и гидроудары при перекрывании проходного сечения устройства, что увеличивает мощность вибраторов. Гидроудар может использоваться для разгона ударника и последующего удара о наковальню (гидроударник прямого действия), для возврата ударника на исходную позицию и взвода силовой пружины (гидроударник обратного действия), и для совершения как прямого, так и обратного хода ударника (гидроударник двойного действия). Возвратно-поступательное движение ударников в этих устройствах требует создания камер высокого и низкого давления, применения упругих элементов.

Ощутимого влияния частоты вибрации в диапазоне 0... 100 Гц на механическую скорость бурения не обнаружено. Хотя, например, в работе приводится соотношение

$$\frac{V_{в.у}}{V_{в}} = C_3 * n^2 + 1, \quad (1.10)$$

где $V_{в.у}$ механическая скорость вращательно-ударного бурения;

$V_{в}$ - механическая скорость вращательного движения

C_3 - постоянный коэффициент

n - частота ударов.

Тем не менее, выражение (1.10) характеризует не зависимость механической скорости бурения от частоты работы устройства, а зависимость от механической мощности вибратора.

Эффект от установки вибраторов падает с увеличением осевой нагрузки. Поэтому испытания и внедрение вибраторов ограничилось, в основном, геологоразведочным бурением, где получено увеличение МСБ на 20 ... 400 %. Использовались в основном гидроударники прямого действия с энергией единичного удара в диапазоне 5 ... 15 Дж. Такие удары, являясь оптимальными с точки зрения разрушения забоя (диаметр скважины 59 и 76 мм) не влияют на стойкость породоразрушающего инструмента.

Ни одна из конструкций до широкого промышленного внедрения не была доведена.

1.5 Цели и задачи исследования

В научной литературе признана ведущая роль силы трения среди сил сопротивления движению бурильной колонны. Но при рассмотрении динамических процессов большинство исследователей ограничивается рассмотрением вязкого трения. Хотя такое рассмотрение иногда и правомочно, тем не менее, существуют ситуации, когда замена сухого трения вязким приводит к совершенно другим результатам.

В связи с вышеизложенным, возникает необходимость в специальном изучении влияния сил трения на динамику бурильной колонны, рассмотрении эффектов, проявляющихся именно благодаря действиям сил сухого трения.

В общенаучной литературе, рассматривается влияние колебательного движения тела на силу трения, практической реализацией которого являются вибропогружение свай, вибротранспортеры и т.д. Хотя колеблющиеся тела имеют всего лишь несколько степеней свободы, однако, подобные эффекты могут появляться и в бурильной колонне, представляющее собой распределенное тело и имеющего неограниченное число степеней свободы. Управление колебаниями бурильной колонны может привести к управлению силой трения.

Создание колебаний бурильной колонны может осуществляться применением вибраторов. Существующие конструкции, в основном, громоздки, сложны в изготовлении, недостаточно надежны в работе. Поэтому остается нерешенной до сих пор проблема создания простой эффективной конструкции вибратора.

2 Общие вопросы динамики бурильного инструмента при наличии контактного трения.

2.1 Влияние трения на распространение продольных колебаний при роторном способе бурения

При роторном способе бурения колонна в процессе бурения вращается, в результате чего меняется характер проскальзывания колонны относительно стенок скважины. Колонна может вращаться относительно своей оси, оси скважины и одновременно вокруг своей оси и оси скважины. Как показано в работе [84], наиболее вероятным является случай вращения колонны вокруг собственной оси. Точки колонны совершают сложное движение: колонна опускается со скоростью подачи V_{Π} бурильного инструмента (переносное движение) и одновременно вращается (относительное движение). Скорость вращения ($V_{отн}$) определяется радиусом труб (замковых соединений) колонны r и угловой скоростью ротора w :

$$V_{отн} = w * r , \quad (2.1)$$

Скорость произвольной точки складывается из относительной скорости и переносной скорости.

$$V_{абс} = V_{\Pi} + V_{отн} , \quad (2.2)$$

Сила трения скольжения определяется силой нормальной реакции стенок скважины N и коэффициентом трения:

$$F_{ТР} = k * N , \quad (2.3)$$

Направление силы трения скольжения обуславливается направлением скоростей точек контакта. И поскольку скорость точки контакта направлена под углом к оси скважины, то и сила трения направлена под углом к оси скважины, так что составляющая силы трения вдоль оси скважины резко уменьшается, (рисунок 1).

$$F_{ТР}^{ПР} = F_{ТР} \frac{V_{\Pi}}{\sqrt{V_{\Pi}^2 + V_{отн}^2}} , \quad (2.4)$$

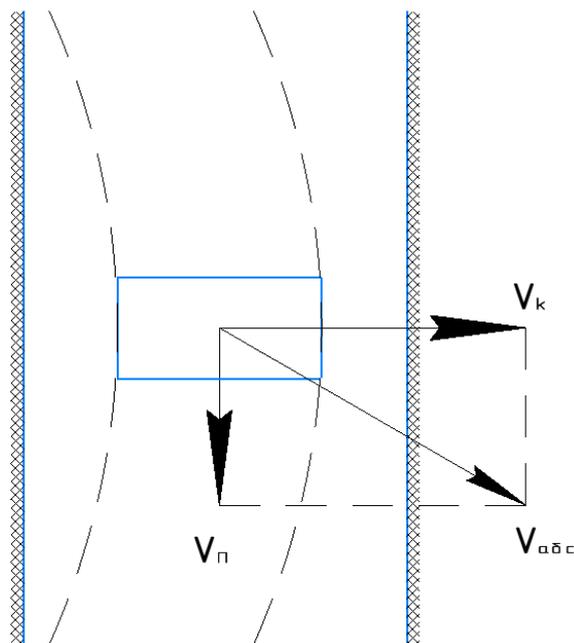


Рисунок 2.1 - Направление силы трения

Скорость подачи составляет несколько миллиметров в секунду, скорость вращения составляет несколько сантиметров в секунду; так что отношение скорости подачи к скорости вращения составляет малую величину, и выражение (2.5) может быть приведено к следующему виду:

$$F_{\text{ТР}}^{\text{ПР}} = \frac{V_{\text{П}}}{V_{\text{ОТН}}} * \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{V_{\text{П}}}{V_{\text{ОТН}}}\right)^2}} F_{\text{ТР}} \approx F_{\text{ТР}} \frac{V_{\text{П}}}{V_{\text{ОТН}}} = \frac{k}{wr} NV_{\text{П}}, \quad (2.5)$$

Откуда следует, что потери осевой нагрузки на контактное трение при роторном способе бурения очень малы. Основные потери происходят за счет сил адгезии и влияния зацеплений на замках и других неоднородностях колонны, которые становятся очень существенными на горизонтальных участках колонны.

Кроме того, продольная составляющая силы контактного трения при роторном бурении пропорциональна скорости продольного перемещения колонны, т.е. при рассмотрении продольных колебаний бурильной колонны при роторном способе бурения контактное трение ведет себя аналогично вязкому трению, причем коэффициент «вязкости» определяется силой нормальной реакции, коэффициентом трения, угловой скоростью ротора и наружным радиусом труб бурильной колонны.

2.2 Влияние замков на силу сопротивления при бурении горизонтальных скважин

При движении бурильной колонны в скважине на нее действует трение со стороны стенок скважины, приложенное главным образом на замки труб бурильной колонны. Силу трения при этом полагают равной произведению коэффициента трения на силу нормальной реакции, направленной перпендикулярно оси скважины. Все это справедливо, пока стенки скважины являются абсолютно ровными, не имеющими выступов и шероховатостей. При наезде же замка на выступающее препятствие направление силы реакции изменяется и очень значительно (рис 2.2) , поскольку у существующих труб угол перехода от цилиндрической поверхности замка к цилиндрической поверхности трубы достаточно велик (35 градусов и более).

Оценим изменение потерь осевой нагрузки на трение за счет неровностей стенок скважины в горизонтальной скважине. Форма препятствия значения не имеет, можно считать, что замок наезжает на уступ. При незначительных осевых нагрузках труба касается стенок только замками, поэтому замок прижимается к стенке с силой, равной весу одной трубы G . Осевое усилие в колонне P при переходе через замок уменьшится на некоторую величину DP . Сила трения $F_{\text{тг}}$ определяется силой нормальной реакции N и коэффициентом трения k . Составляем уравнения равновесия из которых определяем потери осевой нагрузке на одном замке при наезде на препятствие.

$$\begin{cases} DP - N \sin \alpha = 0, \\ V \cos \alpha - G + F_{\text{тг}} \sin \alpha = 0, \\ F_{\text{тг}} = kN \end{cases} \quad (2.6)$$

$$DP = G(\sin \alpha + k \cos \alpha) / (\cos \alpha - k \sin \alpha), \quad (2.7)$$

При отсутствии препятствия потери осевой нагрузки составляют

$$DP^* = kG, \quad (2.8)$$

Установка ясса приводит к двукратному увеличению зоны воздействия на прихваченный участок при расхаживании. При роторном бурении влияние контактного трения на распространение продольных колебаний аналогично влиянию вязкого трения.

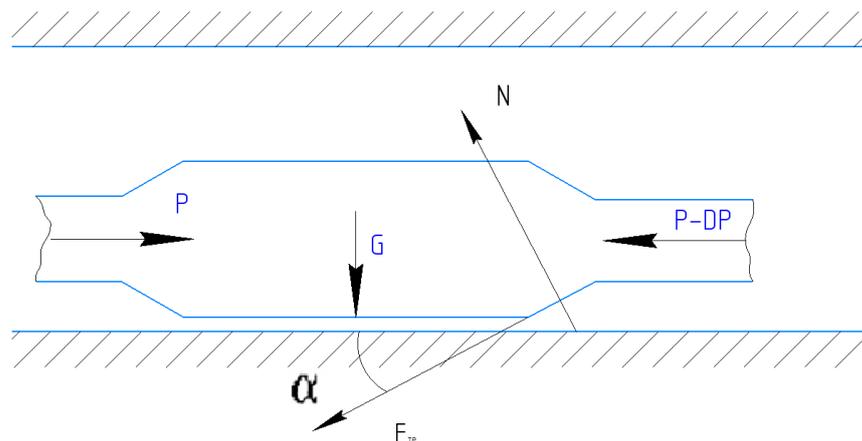


Рисунок 2.2 - Схема к расчету потерь осевой нагрузки на замковых соединениях буровых труб

Из сопоставления полученных значений (рис.2.3) видно, что изменение сечения трубы при переходе от тела трубы к телу замка приводит к резкому увеличению потерь на сопротивление. Причем, «препятствия» создаются в процессе бурения перед каждым замком, так как выносимый раствором шлам оседает на нижней стенке скважины и скапливается у замков буровых труб. Так что увеличение потерь происходит по всей длине горизонтального участка в отличие от вертикальных и наклонных скважин, где препятствия появляются случайным образом, и не оказывают существенного влияния на силу трения.

Влияние препятствия зависит от угла на переходе от тела трубы к телу замка. Уже при угле 20 градусов действие препятствий приводит к двойному увеличению потерь осевой нагрузки на трение.

При бурении горизонтальных скважин происходит интенсивное отложение шлама на нижней стенке скважины. Это отмечается и при бурении наклонных скважин с зенитным углом, превышающим 35 градусов [18]. Выпадение шлама при определенных условиях может приводить к затычкам и прихватам инструмента. Во многих работах отмечаются проблемы с подъемом инструмента из горизонтальных скважин.

Для выноса осажденного шлама предлагается включать в компоновку горизонтального участка буровой колонны скребки, которые при подаче колонны в процессе бурения отрывают шлам от низа скважины и перемещают его в среднюю зону (по высоте), где шлам подхватывается потоком промывочной жидкости. Наибольший эффект от использования таких скребков будет достигаться, если перед каждым наращиванием осуществлять в течение нескольких минут промывку скважины с перемещением колонны в пределах длины квадрата вверх и вниз. При этом весь осажденный шлам будет подниматься с нижней стенки скважины, и

увлекаться потоком промывочной жидкости. Эффект можно усилить за счет одновременного проворачивания колонны ротором.

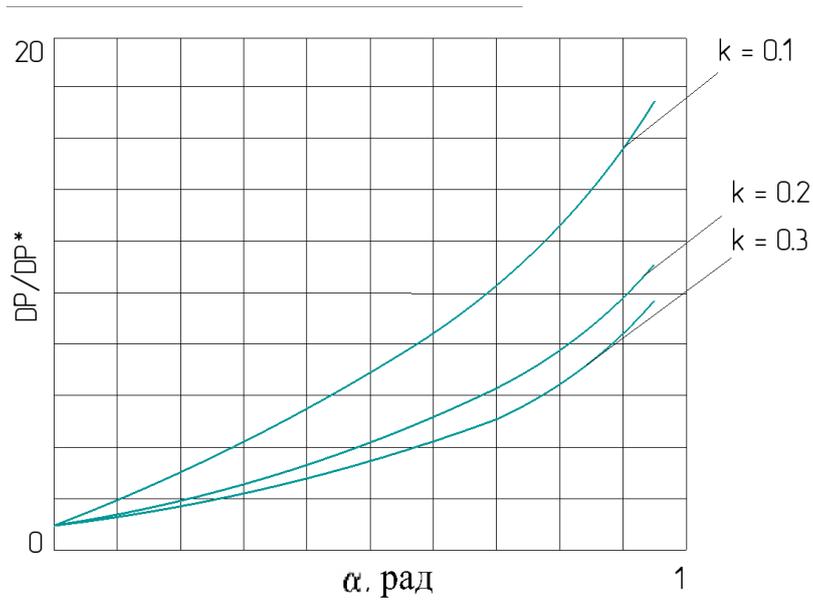


Рисунок 2.3 - Степень увеличения силы трения на замках

2.3 Оценка мощности, необходимой для заданного снижения силы трения

Пусть буровая колонна поднимается или опускается со скоростью V , и в колонне возбуждаются ПК некоторым источником, например, вибратором.

Степень снижения силы трения выражается уравнением (2.9)

$$\mu = \pi / (2 * \arcsin(V_{\Pi} / V_k)), \quad (2.9)$$

Виброскорость колебаний определяется амплитудой и частотой источника и затуханием колебаний по буровой колонне

$$V_k = A * \omega * B(x), \quad (2.10)$$

Снижение трения происходит только в той зоне, где виброскорость больше скорости подачи

$$A * w * B(x) > V_{\Pi}, \quad (2.11)$$

$$A * w * \left(1 - \frac{x}{L}\right)^2 > V_{\Pi}, \quad (2.12)$$

$$x < L * (1 - \sqrt{\frac{V_{\Pi}}{A * w}}), \quad (2.13)$$

Чтобы найти степень снижения силы трения на участке, где виброскорость больше скорости подачи, необходимо усреднить соотношение (2.9) на этом участке.

Для вычисления интеграла целесообразно разбить интервал интегрирования на два интервала и ввести условные обозначения

Второй интеграл в выражении получен вычислением на ЭВМ, а для вычисления первого интеграла его подынтегральное выражение можно разложить в ряд

Для значительного снижения трения необходимо, чтобы амплитуда виброскорости существенно превосходила скорость подачи. В этом случае вторым слагаемым в выражении можно пренебречь:

$$\mu \approx (1 + \sqrt{A\omega/V_{\Pi}} + A\omega/V_{\Pi})/2, \quad (2.14)$$

Отсюда получаем необходимое условие для снижения силы сопротивления в заданное число раз:

$$A\omega/V_{\Pi} \geq 2\mu - 0,5 - \sqrt{2\mu - 0,75}, \quad (2.15)$$

Уменьшение силы сопротивления произойдет на участке, длиной L_1 , определяемой соотношением (2.13).

Необходимо число источников колебаний (вибраторов) определится отношением длины колонны к длине возбужденного участка:

$$n = \text{int} \left(\frac{L}{L_1} \right) + 1, \quad (2.16)$$

где $\text{int}(z)$ - функция, ставящая с соответствие числу z его целую часть.

Потребная мощность W определяется мощностью каждого вибратора W_p и их общим числом:

$$W = W_p * n, \quad (2.17)$$

Учитывая, что мощность, передаваемая вибратором колонне, определяется соотношением, получаем:

$$W = \frac{V_{\Pi} * (\sqrt{2\mu - 0,75} - 0,5)^3 * L * k * (\rho - \rho_{ж}) * g * S * \sin \alpha}{3\pi * (\sqrt{2\mu - 0,75} - 0,5)}, \quad (2.18)$$

Эта энергия подсчитана для растянутой колонны. В случае сжатой колонны сила сопротивления увеличивается вследствие изменения силы нормальной реакции:

$$W = \frac{V_{\Pi} * (\sqrt{2\mu - 0,75} - 0,5)^3 * L * k * ((\rho - \rho_{ж}) * g * S * \sin \alpha + P^2 * R / (4 * E * I))}{3\pi * (\sqrt{2\mu - 0,75} - 1,5)}, \quad (2.19)$$

где P - среднее осевое усилие.

Пользуясь неравенством (2.19) можно определить минимальную энергию, необходимую для возбуждения колебаний колонны с интенсивностью, достаточной для снижения силы сопротивления в μ раз. Нетрудно убедиться, что в реальных условиях, при бурении скважин глубиной до 2 км для уменьшения силы сопротивления движению бурильного инструмента в 5 раз достаточно мощности 2 ... 3 кВт. Эта мощность составляет незначительную часть мощности гидравлических насосов, поэтому в качестве возбудителей колебаний бурильной колонны могут быть применены гидравлические вибраторы.

3 Вопросы проектирования виброволновой компоновки низа бурильной колонны

3.1 Мощность вибратора

В бурении скважин используют компоновки с включением вибратора [10]. Если действие демпфера оценивается рассеиваемой мощностью, то действие вибратора оценивается мощностью, передаваемой вибратором бурильной колонне.

Рассмотрим сначала действие вибратора на сосредоточенную массу m , упруго подвешенную на пружине жесткостью c при наличии вязкого трения с коэффициентом сопротивления b на рисунке 3.1. Пусть вибратор создает переменную нагрузку с амплитудой P и частотой ω . Движение такой системы может быть описано следующим дифференциальным уравнением:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = P \sin \omega t, \quad (3.1)$$

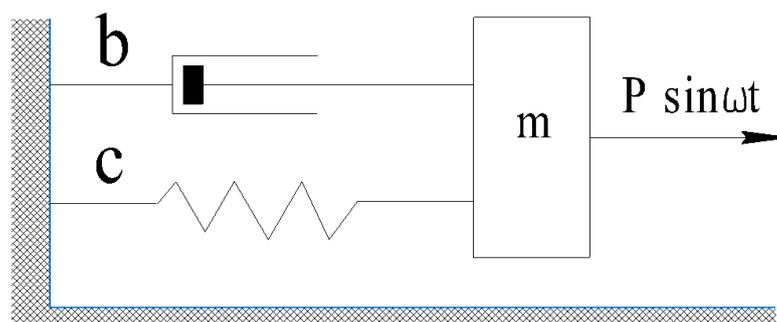


Рисунок 3.1 - Действие вибратора на сосредоточенную массу

Решение данного уравнения имеет следующий вид [9]:

$$x = \frac{P \sin(\omega t - \gamma)}{m \sqrt{(k^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}}, \quad (3.2)$$

Где

$$\gamma = \arctg(2h\omega / (k^2 - \omega^2)), \quad (3.3)$$

$$h = b/2m, \quad k = \sqrt{c/m}.$$

Вычисляя работу силы P за один цикл колебаний и разделив на период (T), получаем мощность W , передаваемую вибратором колебательной системе:

$$W = \frac{1}{T} \int P \sin(\omega t) dx = \frac{1}{T} * \frac{P^2}{m\sqrt{(k^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}} \int \sin(\omega t) * \omega * \cos(\omega t - \gamma) dt = \frac{P^2 h \omega^2}{m(4h^2\omega^2 + (k^2 - \omega^2)^2)}, \quad (3.4)$$

Максимальная мощность передается при резонансе:

$$W_{max} = \frac{P^2}{4mh} = \frac{P^2}{2b}, \quad (3.5)$$

С удалением частоты возбуждения от частоты резонанса системы, передаваемая мощность уменьшается (рис. 3.2).

Рассмотрим теперь мощность вибратора при установке ее в бурильной колонне. Чтобы отвлечься от резонансных свойств системы, рассмотрим бесконечно длинную колонну с установленным на конце вибратором. Продольные колебания бурильной колонны будут описываться следующими уравнениями

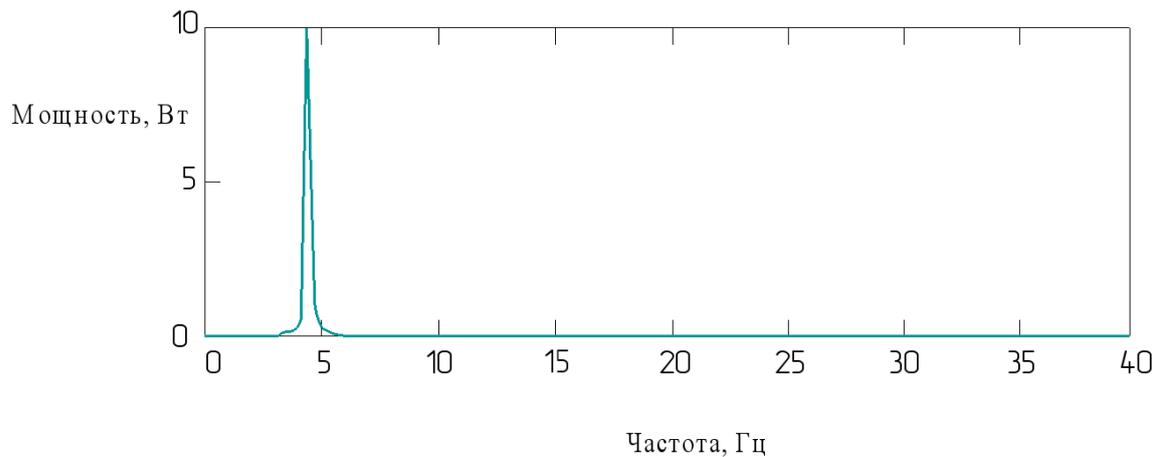


Рисунок 3.2 - Пример расчета мощности вибратора при следующих параметрах системы:
 $c=2000$ Н/м; $m=100$ кг; $P=20$ Н; $b=20$ кг/с.

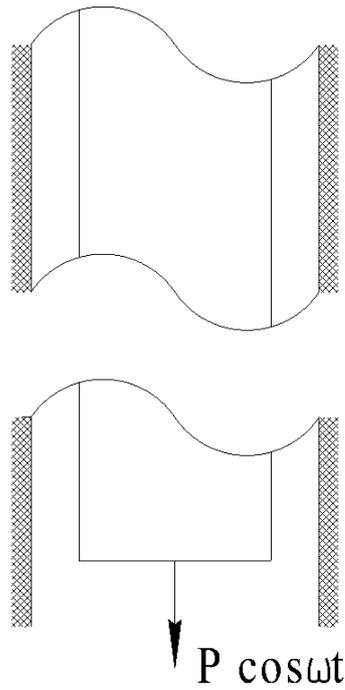


Рисунок 3.3 - Переменная нагрузка с амплитудой P и частотой ω

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} + b \frac{\partial U}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} = 0,$$

$$-EF \left. \frac{\partial U}{\partial x} \right|_{x=0} = P * \cos(\omega t), \quad (3.6)$$

$$U \xrightarrow{x \rightarrow \infty} 0.$$

Для дальнейшего удобнее записать возбуждающую силу в комплексной формуле

$$\frac{\partial^2 \tilde{U}}{\partial t^2} + b \frac{\partial \tilde{U}}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 \tilde{U}}{\partial x^2} = 0,$$

$$-EF \left. \frac{\partial \tilde{U}}{\partial x} \right|_{x=0} = P * e^{i\omega t}. \quad (3.7)$$

Полагая

$$\tilde{U} = X(x)e^{i\omega t}, \quad (3.8)$$

И подставляя это выражение в уравнение, получим для функции X следующую задачу

$$X'' - k^2 X = 0,$$

$$-EF \left. \frac{\partial X}{\partial x} \right|_{x=0} = P, \quad (k^2 = i * b \frac{\omega}{a} - \frac{\omega^2}{a^2}), \quad (3.9)$$

$$X \xrightarrow{x \rightarrow \infty} 0.$$

Общий вид решения дифференциального уравнения имеет следующий вид

$$X = C_1 e^{k_1 X} + C_2 e^{k_2 X} \quad (Re k_1 > 0), \quad (3.10)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются из граничных условий

$$C_1 = 0 \quad C_2 = \frac{P}{EFk_1}, \quad (3.11)$$

Решение задачи имеет следующий вид

$$\tilde{U} = \frac{P}{EFk_1} e^{-k_1 x} * e^{i\omega t}, \quad (3.12)$$

Чтобы получить решение, соответствующее вещественному возбуждению, необходимо выделить вещественную часть

$$U = Re(\tilde{U}) = \frac{P}{EF(q_1^2 + q_2^2)} (q_1 \cos \omega t + q_2 \sin \omega t), \quad (3.13)$$

где

$$q_1 = Re(k_1); \quad q_2 = Im(k_1),$$

Получив уравнение колебаний, интегрированием можно определить мощность, передаваемую вибратором буровой колонне (рис 3.4)

$$W = \frac{1}{T} \int P \cos \omega t * \frac{P\omega(q_1 \sin \omega t + q_2 \cos \omega t)}{2EF(q_1^2 + q_2^2)} * dt = \frac{P^2 q_2 \omega}{2EF(q_1^2 + q_2^2)}, \quad (3.14)$$

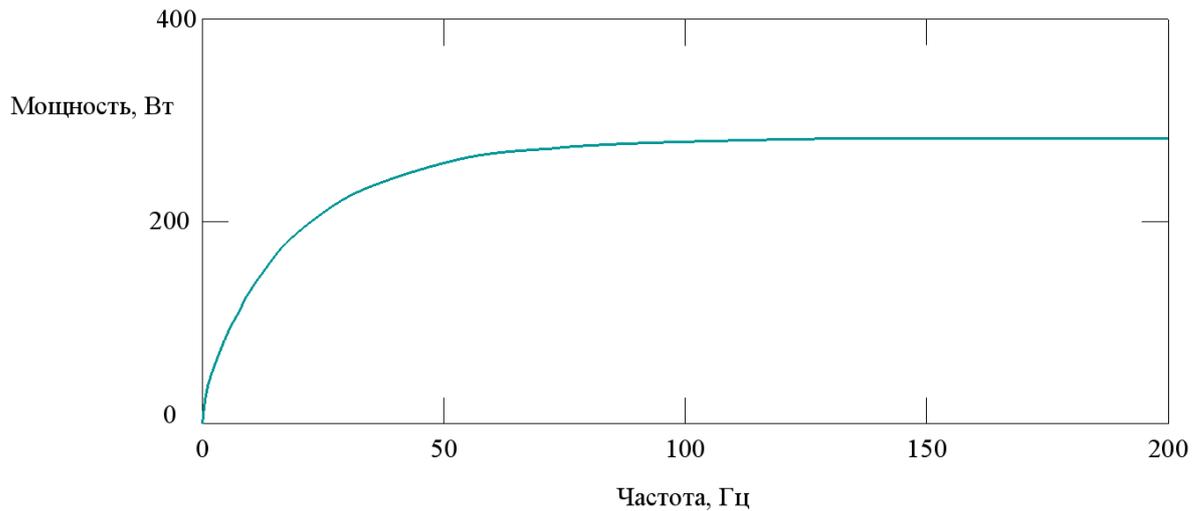


Рисунок 3.4 – Пример расчета мощности, передаваемой вибратором бурильной колонне при следующих параметрах системы:
 $EF=897000$ кН, $b=30$ с⁻¹, $P=10$ кН, $L=1500$ м.

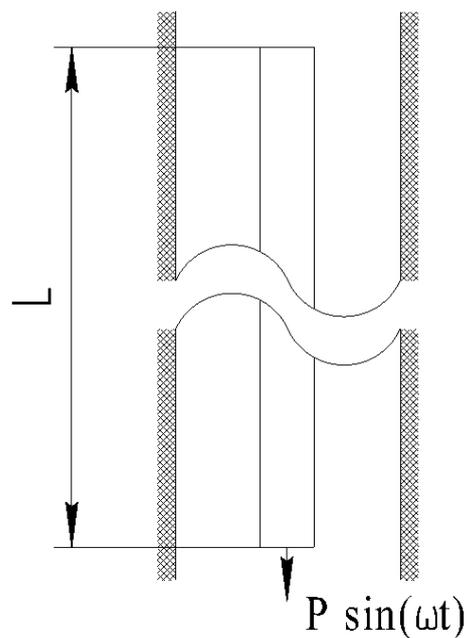


Рисунок 3.5 – Колонна с длиной L с вибратором на конце

Для оценки влияния частотных свойств на передаваемую мощность проведем расчеты для случая колонны длины L .

На одном конце колонны установлен вибратор, другой конец свободен, где отсюда следует:

$$\frac{\partial^2 \tilde{U}}{\partial t^2} + b \frac{\partial \tilde{U}}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 \tilde{U}}{\partial x^2} = 0,$$

$$-EF \left. \frac{\partial \tilde{U}}{\partial x} \right|_{x=0} = P * e^{i\omega t},$$

$$-EF \left. \frac{\partial \tilde{U}}{\partial x} \right|_{x=L} = 0.$$
(3.15)

Решение задачи аналогично решению предыдущей задачи имеет следующий вид:

$$\tilde{U} = \frac{P}{kEF(1-e^{-2kL})} e^{-kx+i\omega t} + \frac{Pe^{-2kL}}{kEF(1-e^{-2kL})} e^{+kx+i\omega t},$$
(3.16)

После интегрирования и выделения вещественной части получаем мощность вибратора

$$W = Re \left(\frac{1}{T} \int_0^T \frac{P}{EFk_1} cth(k_1 L) * i * \omega * e^{i\omega t} * P \cos \omega t dt \right) =$$

$$= \frac{P^2 \omega}{2EF} Re \left(\frac{i - cth(kL)}{k} \right).$$
(4.17)

3.2 Связка вибраторов в бурильной колонне

Переменная нагрузка, возбуждаемая вибратором, ограничена, поскольку ограничены размеры вибратора. И при необходимости создания большей нагрузки необходимо использование двух или нескольких вибраторов.

Для начала рассмотрим систему из двух вибраторов. Каждый вибратор создает переменную силу с амплитудой P . Один из вибраторов расположен внизу неограниченной вверх колонны, второй – выше первого на расстоянии l . Будем считать, что все вибраторы работают синфазно.

Мощность, передаваемая вибратором колонне пропорциональна квадрату амплитуды нагрузки (силы), создаваемой вибратором. Эта мощность зависит от самой колонны; в частности от жесткости, колонны и ее резонансных свойств. Максимальная мощность, передаваемая бурильной колонне связкой вибраторов при малом сопротивлении растет пропорционально квадрату числа вибраторов.

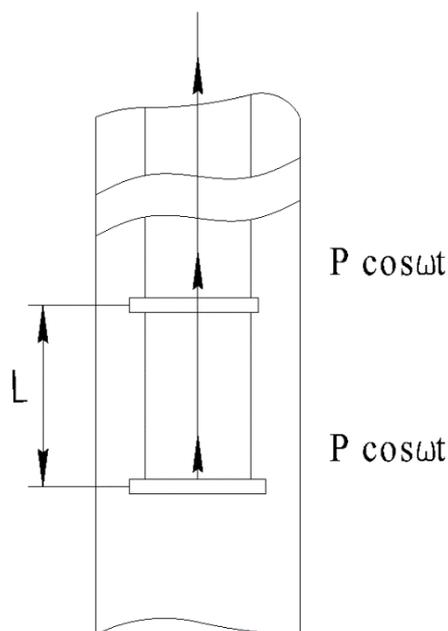


Рисунок 3.6 – Система из двух вибраторов

Колонна разбивается на два участка: нижний, длиной l и неограниченный верхний. Движение колонны будем описывать двумя функциями, $U_1(x,t)$ – на нижнем участке и $U_2(x,t)$ – на верхнем участке.

Движение участков описывается уравнениями:

$$\frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} + b \frac{\partial U_1}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial x^2} = 0, \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} + b \frac{\partial U_2}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 U_2}{\partial x^2} = 0.$$

На нижний конец нижнего участка колонны действует вибратор:

$$-EF \frac{\partial U_1}{\partial x} \Big|_{x=0} = P \cos(\omega t), \quad (3.19)$$

Колонна непрерывна

$$U_1(x,t) \Big|_{x=l} = U_2(x,t) \Big|_{x=l}, \quad (3.20)$$

На нижний конец верхнего участка приложена нагрузка от второго вибратора:

$$EF \frac{\partial U_1}{\partial x} \Big|_{x=l} = EF \frac{\partial^2 U_2}{\partial x} \Big|_{x=l} + P \cos(\omega t), \quad (3.21)$$

Колебания затухают на бесконечности

$$U|_{x \rightarrow \infty} \rightarrow 0, \quad (3.22)$$

Как и ранее перейдем к функциям комплексной переменной, заменив вещественную возбуждающую силу на комплекснозначную ($Pe^{i\omega t}$). Чтобы не увеличивать громоздкость, будем использовать прежние обозначения ($U_1(x,t)$ и $U_2(x,t)$), оговариваясь при необходимости.

Ищем решение в виде

$$U_1 = X_1(x) e^{i\omega t}, \quad U_2 = X_2(x) e^{i\omega t},$$

Как и ранее

$$X_1 = C_1 e^{kx} + C_2 e^{-kx}, \quad k^2 = \left(ib \frac{\omega}{a} - \frac{\omega^2}{a^2} \right), \quad (3.23)$$

$$X_2 = C_3 e^{kx} + C_4 e^{-kx}, \quad \operatorname{Re}(k) > 0.$$

Из условия ограниченности решения на бесконечности следует, что $C_3=0$.

Из условия непрерывности перехода от нижнего участка к верхнему:

$$\begin{aligned} C_1 e^{kl} + C_2 e^{-kl} &= C_4 e^{-kl} \\ C_4 &= C_1 e^{2kl} + C_2 \end{aligned} \quad (3.24)$$

Из второго условия на стыке участков следует

$$\begin{aligned} EFkC_1 e^{kl} - EFkC_2 e^{-kl} &= -EFkC_4 e^{-kl} + P, \\ C_4 &= C_2 - C_1 e^{2kl} + \frac{P}{EFk} e^{kl} - C_1 e^{2kl} + C_2, \\ C_1 &= \frac{P}{2EFk} e^{-kl} \end{aligned} \quad (3.25)$$

Коэффициент C_2 находится из условия на нижнем конце нижнего участка

$$\begin{aligned} EFkC_1 - EFkC_2 &= -P, \\ C_2 &= C_1 + \frac{P}{EFk} = \frac{P}{EFk} \left(1 + \frac{e^{-kl}}{2} \right) \end{aligned} \quad (3.26)$$

Таким образом, движение колонны, возбуждаемой двумя вибраторами, происходит следующим образом

$$U_1 = \frac{P}{2EFk} e^{k(xl)+i\omega t} + \frac{P}{EFk} e^{-kx+i\omega t} + \frac{P}{2EFk} e^{-k(x+l)+i\omega t},$$

$$U_2 = \frac{P}{EFk} e^{-kx+i\omega t} + \frac{P}{2EFk} e^{-k(x-l)i\omega t}.$$
(3.27)

Из полученного решения видно, что результирующее колебательное движение колонны является суммой движений, возбуждаемых каждым вибратором в отдельности, -причем второй вибратор возбуждает две бегущие волны, распространяющиеся вниз и вверх. Волна, направленная вниз, отражается от нижнего конца колонны и действует как на нижний, так и на верхний участок колонны [7].

Для оценки мощности, передаваемой колонне связкой вибраторов (Рисунок 3.7), отвлечемся пока от граничных условий, рассматривая неограниченную в обе стороны колонну с установленными одинаковыми вибраторами, работающими синфазно на одинаковом удалении друг от друга l . Пусть расположение первого вибратора соответствует координате $x=0$.

Первый вибратор возбуждает две бегущие волны вверх и вниз по бурильной колонне, описываемые уравнениями:

$$U_1 = \begin{cases} \frac{P}{2EFk} e^{i\omega t+kx} & \text{при } x < 0 \\ \frac{P}{2EFk} e^{i\omega t-kx} & \text{при } x \geq 0 \end{cases}$$

Аналогично для j -го вибратора:

$$U_j = \begin{cases} \frac{P}{2EFk} e^{i\omega t+k(x-(j-1)l)} & \text{при } x < l(j-1) \\ \frac{P}{2EFk} e^{i\omega t-k(x-(j-1)l)} & \text{при } x \geq l(j-1) \end{cases}$$
(3.28)

В виду линейности уравнения колебаний результирующее движение является суммой движений, возбуждаемых каждым вибратором по отдельности.

$$U = \sum_{j=1}^n U_j$$
(3.29)

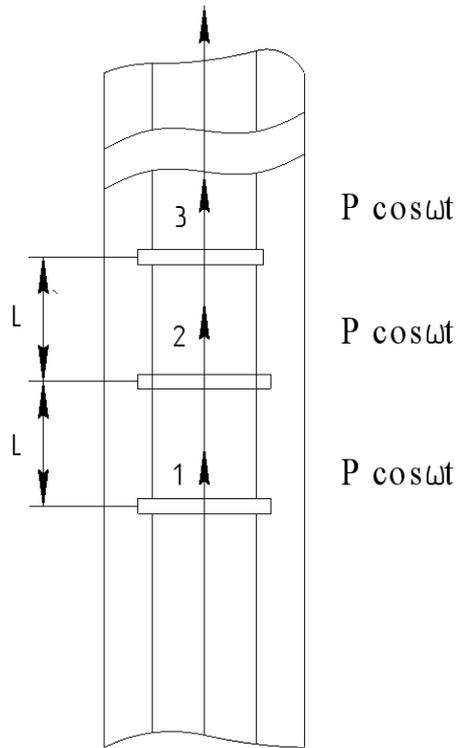


Рисунок 3.7 – Связка вибраторов с неограниченной в обе стороны колонной

Как известно, работа силы на сумме перемещений равна сумме работ на каждом перемещении. Поэтому мощность отдельного вибратора будет складываться из мощностей, передаваемых этим вибратором буровой колонне на колебаниях, возбуждаемых в колонне всеми вибраторами, установленными в колонне.

Вычислим мощность, передаваемую m -ым вибратором на колебаниях, возбуждаемых j -тым вибратором:

$$W_{m,j} = \operatorname{Re} \left(\frac{1}{T} \int_0^T P \cos \omega t * \frac{Pi\omega}{2EFk} e^{i\omega t - k|j-m|l} * dt \right) = \frac{P^2}{4EF} \operatorname{Re} \left(\frac{i}{k} e^{-k|j-m|l} \right) \quad (3.30)$$

Суммарная мощность, передаваемая колонне, получается двойным суммированием:

$$W = \sum_{m,j} W_{m,j} = \frac{P^2}{4EF} \operatorname{Re} \left(\frac{i}{k} \sum_m \sum_j e^{-k|j-m|l} \right) \quad (3.31)$$

Максимальная мощность, передаваемая колонне, достигается при установке всех вибраторов в одной точке и равна произведению квадрата общего числа вибраторов на мощность одного вибратора. При разнесенном установлении вибраторов можно достигать как сложения действия вибраторов, так и взаимного подавления. На следующих рисунках (3.8..3.11) приводятся результаты расчета мощности связки из двух и десяти вибраторов

в зависимости от расстояния между ними. Зоны согласованного действия вибраторов сужаются с увеличением числа вибраторов, так что при установке связки из большого числа вибраторов необходимо использовать вибраторы со стабилизированными частотами и точно выставлять дистанции между вибраторами. Оптимальное расстояние при разнесенной установке вибраторов определяется следующим соотношением

$$l_{\text{отн}} = 2 * \pi / \text{Im}(k), \quad (4.32)$$

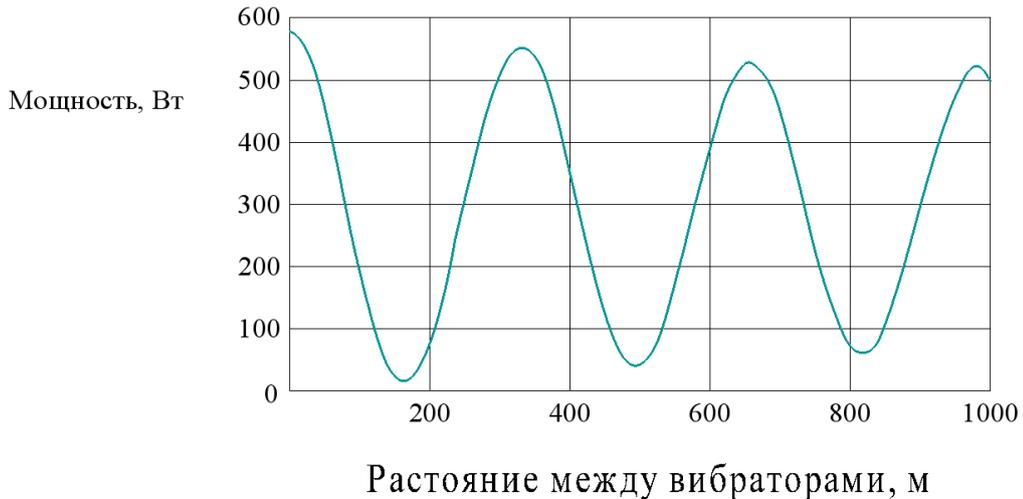


Рисунок 3.8 - Мощность, передаваемая бурильной колонне связкой из двух вибраторов, при следующих значениях параметров системы:
 $E_F=89700 \text{ кН}$, $b=3 \text{ с}^{-1}$, $a=5160 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, $P=10 \text{ кН}$, $w=100 \text{ с}^{-1}$.

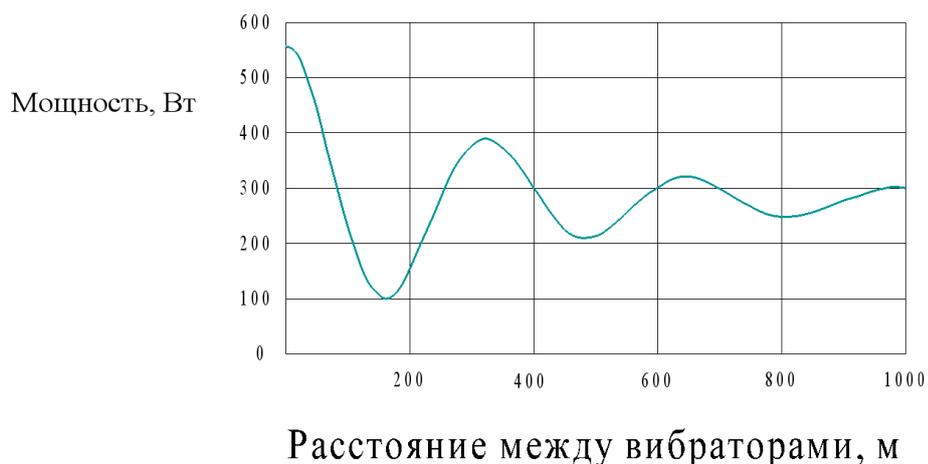


Рисунок 3.9 - Мощность, передаваемая бурильной колонне связкой из двух вибраторов, при следующих значениях параметров системы:
 $E_F=89700 \text{ кН}$, $b=30 \text{ с}^{-1}$, $a=5160 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, $P=10 \text{ кН}$, $w=100 \text{ с}^{-1}$

Для достижения максимального взаимного подавления вибраторов необходимо их устанавливать на следующем расстоянии друг от друга

$$l_{min} = \pi / Im(k), \quad (3.33)$$

Увеличение сил трения приводит к уменьшению взаимного влияния вибраторов. При большом трении взаимное влияние вибраторов незначительно при разнесенной установке, и можно считать, что мощность связи вибраторов равна сумме мощностей вибраторов связи.

3.3 Антифрикционные компоновки низа буровой колонны

Для успешного бурения скважин с протяженными горизонтальными участками необходимо поддержание необходимой осевой нагрузки на долото. Увеличение веса инструмента не всегда достаточно, и необходимо использовать специальные компоновки низа буровой колонны для снижения потерь осевой на забой скважины (антифрикционные компоновки).

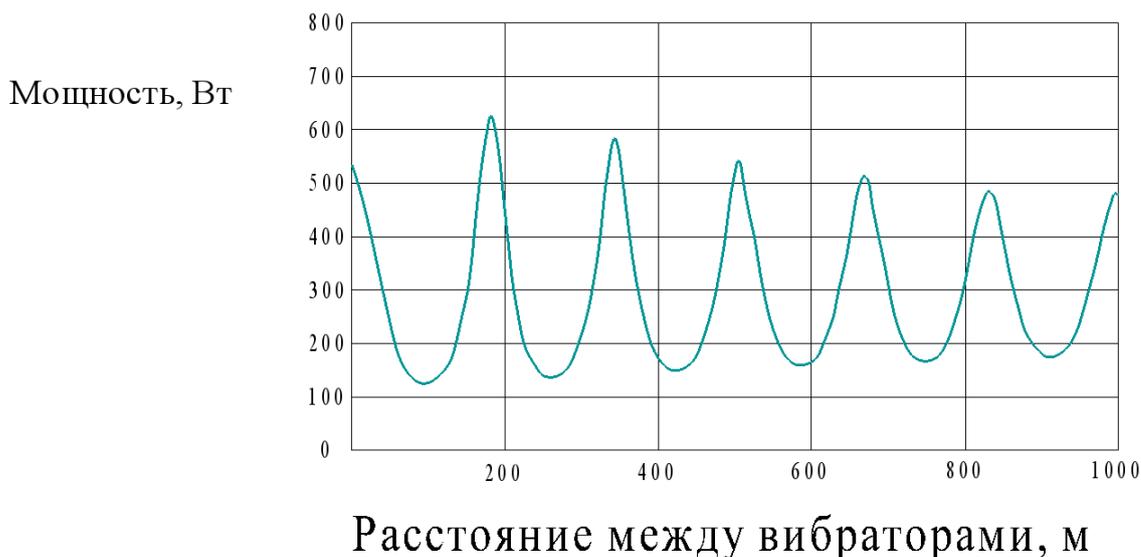


Рисунок 3.10 - Мощность, передаваемая вибратором колонне, при установке совместно с разделителем в бесконечно-длинной колонне при следующих параметрах системы: $E=2.1 \cdot 10^{11}$ Па, $F=0.00427$ м², $a=5160$ м*с⁻¹, $\lambda=1000000$ Н*м⁻¹, $\mu=10000$ Н*с*м⁻¹, $\omega=100$ с⁻¹, $b=3$ с⁻¹, $P=10$ кН.

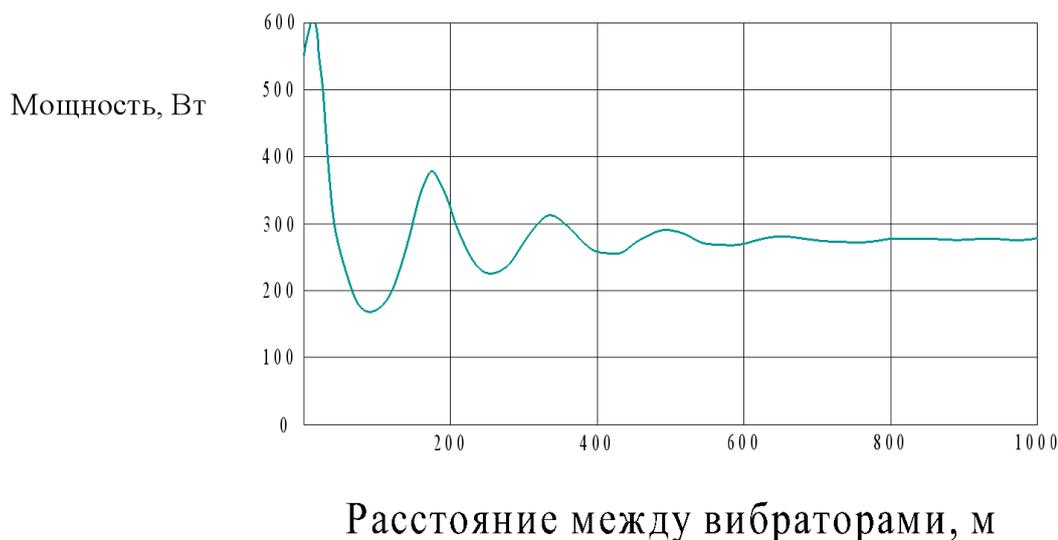


Рисунок 3.11 - Мощность, передаваемая вибратором колонне, при установке совместно с разделителем в бесконечно-длинной колонне при следующих параметрах системы: $E=2.1 \cdot 10^{11}$ Па, $F=0.00427$ м², $a=5160$ м*с⁻¹, $\lambda=1000000$ Н*м⁻¹, $\mu=10000$ Н*с*м⁻¹, $\omega=100$ с⁻¹, $b=30$ с⁻¹, $P=10$ кН.

Антифрикционные компоновки можно разделить на две группы: активные и пассивные [6].

Пассивные компоновки (рис 3.12) могут включать центраторы, скребки, отражатели, разделители колонны. Отражатели и разделители способствуют концентрации энергии колебательного движения колонны на интересующем горизонтальном участке, создавая динамически активный участок. Источником колебаний является долото и забойный двигатель. Центраторы и скребки способствуют снижению силы трения.

Активные компоновки (рис 3.13) содержат искусственные источники колебаний (вибраторы) и элементы пассивной компоновки (центраторы, разделители отражатели). В этих компоновках основная энергия колебания создается вибраторами. Отражатели и разделители, как и в пассивных компоновках служат локализации зоны повышенной вибрации, уменьшая потери энергии колебательного движения.

Как активные, так и пассивные компоновки рассчитываются на определенный узкий диапазон частот, и при значительном отклонении частоты колебаний от расчетной, компоновка перестает выполнять предназначенную ей роль. Поэтому целесообразно использование электробура и электрических вибраторов. А при использовании гидравлических вибраторов необходимо контролировать расход промывочной жидкости.

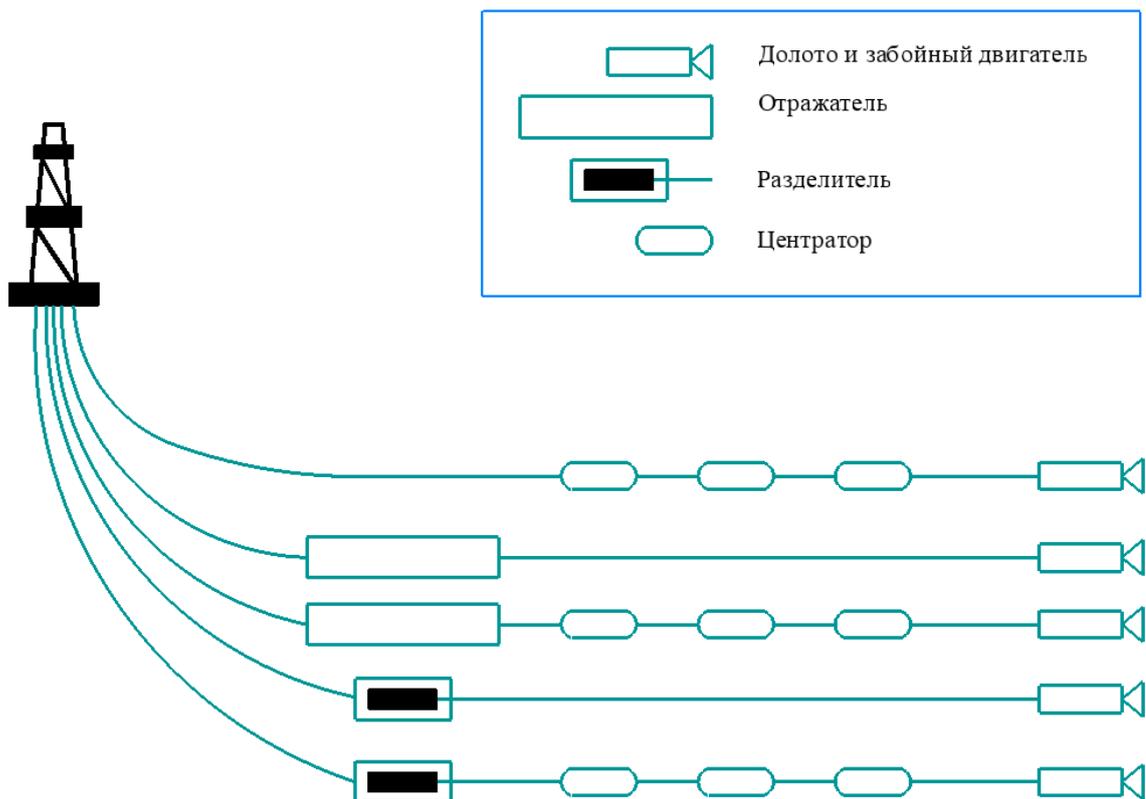


Рисунок 3.12 - Пассивные АК низа бурильной колонны

Мощность, передаваемая вибратором колонне, сильно зависит от резонансных свойств колонны, удачное использование которых позволяет существенно увеличить мощность, передаваемую на бурильную колонну. Но верхний конец колонны расположен очень далеко от горизонтального участка, где установлены вибраторы, и резонансный эффект незначителен.

Эффект можно усилить за счет установки разделителя в бурильную колонну. Установка разделителя позволяет развязать горизонтальный и вертикально-наклонный участки, способствуя концентрации энергии на горизонтальном участке и уменьшению вибрации верхнего участка.

Однако неудачная установка разделителя может привести и к противоположным результатам. Поэтому необходимо исследование влияния установки разделителя на динамику бурильной колонны.

Снижение трения является ключевым требованием в таких операциях подземного вращательного бурения на нефть и газ при сверхдальнем отклонении от вертикали. Одним способом снижения силы трения, вызванной контактом между компоновкой бурильной колонны и обсадной трубой.

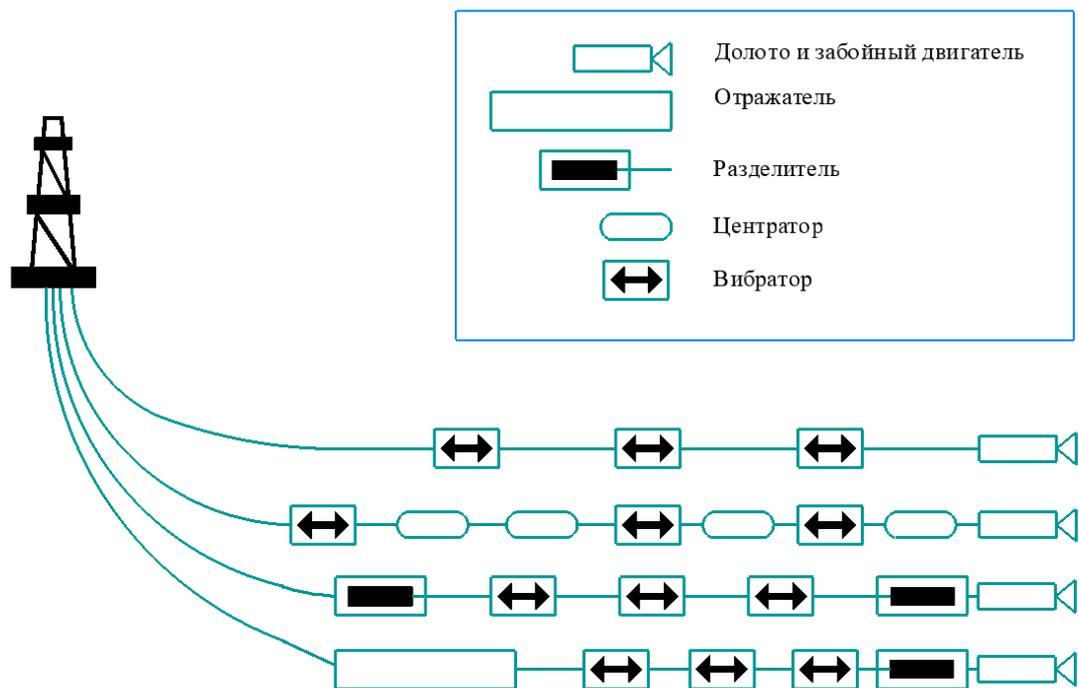


Рисунок 3.13 - Активные АК низа бурильной колонны

Для расхаживания колонны связкой вибраторов необходима согласованная работа вибраторов, т.е. вибраторы должны работать на одинаковых частотах со строго регламентированными по отношению к друг другу фазами.

При прохождении продольных колебаний через разделитель (демпфер) амплитуда колебаний в случае неограниченной колонны уменьшается что можно выразить через определенный коэффициент.

4 Разработка гидравлического вибратора для бурильной колонны

4.1 Описание вибратора и обоснование его работоспособности

Проблема поддержания необходимой осевой нагрузки на долото неразрывно связана с вопросом о контроле величины осевой нагрузки. Как уже было указано, расхождение показаний гидравлического индикатора веса с фактической осевой нагрузкой очень большое. Использование специальных измерительных устройств, устанавливаемых над долотом малоперспективно в связи со сложными условиями работы устройства и проблем с передачей информации от забоя к устью скважины. Вместе с тем, понятно, что осевая нагрузка хорошо связана с частотой оборотов забойного двигателя (оборотная частота) и частотой ударов зубков долота о забой скважины (частота зубковых колебаний). Увеличение осевой нагрузки ведет к снижению частоты оборотов и, соответственно, к снижению частоты ударов зубков о забой. Контроль оборотной и зубковой частоты можно вести путем анализа вибрации ведущей бурильной трубы, колебательное движение которого во многом определяется вибрацией на забое скважины [5].

Для возбуждения колебаний бурильной колонны был разработан ГВ представляющий собой переводник 1, (рис. 4.1), внутри которого размещен ударник 2 и перекидной клапан 3. Ударник соединяется с корпусом посредством оси 4. Перекидной клапан расположен над ударником и соединен с ним подвижной осью 5.

Достоинством этого устройства является простота конструкции, малое число деталей.

Возбуждение колебаний происходит за счет прокачивания промывочной жидкости. Первоначально, перекидной клапан находится в закрытом положении, рисунок 4.2. После включения буровых насосов, клапан под действием давления промывочной жидкости отжимается от стенки и переходит в вертикальное положение. По инерции, а также под действием гидравлических сил клапан продолжает поворачиваться и перекрывает проходное сечение устройства. В результате происходит гидравлический удар. Под действием давления промывочной жидкости клапан снова отжимается от стенки, переходит в вертикальное положение, поворачивается и снова перекрывает проходное сечение устройства. Гидроудар повторяется и т.д.

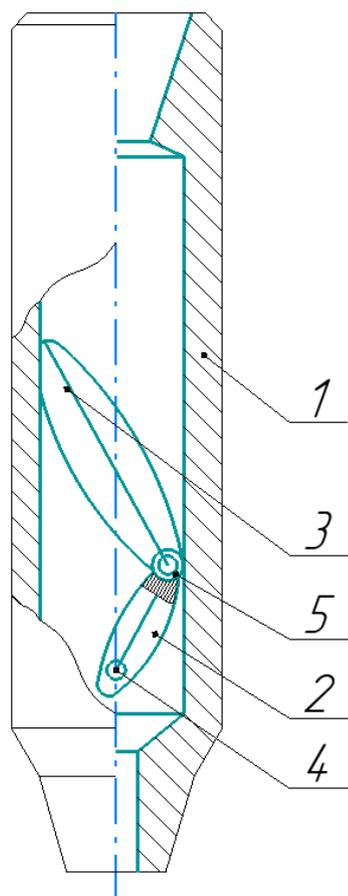
Клапан периодически перекрывает проходное сечение устройства, возбуждая продольные колебания устройства за счет гидроимпульсов. Колебания в поперечной плоскости большого значения не имеют и их влияние можно не учитывать.

Теоретическое доказательство работоспособности устройства основано на предположении о полном перекрытии проходного сечения устройства в закрытом положении, чего в реальной конструкции достичь невозможно.

Более или менее точный аналитический расчет движения перекидного клапана связан с интегрированием уравнений Навье-Стокса.

Первый вариант устройства был изготовлен с круглым проходным сечением. В таком устройстве нельзя добиться существенного перекрытия сечения, но зато его просто изготавливать.

Испытания различных форм "ребер" перекидного клапана показали, что этот фактор практически несущественен для работы устройства и при изготовлении клапанов форму "ребра" можно задать ломаной линией. Гладкость не существенна. При работе клапана имеющиеся нарушения гладкости быстро исчезают в результате смятия металла в этих местах



- 1 – корпус; 2 – ударник;
- 3 – перекидной клапан;
- 4 – неподвижная ось;
- 5 – подвижная ось.

Рисунок 4.1 - Гидравлический вибратор для бурения скважин

Динамическая нагрузка, создаваемая устройством в продольном направлении может быть определена через перепад давления и площадь проходного сечения. При площади проходного сечения 36 см² и перепаде

давления 1 МПа динамическая сила составляет 3600 Н (расход 0,01 м³/с). Эта сила может быть существенно увеличена за счет увеличения площади проходного сечения устройства, увеличения расхода жидкости и применения гидроусилителей.

Также проводились испытания с целью доводки конструкции и исследования его влияния непосредственно на показатели бурения (механическую скорость бурения и проходку на долото). ГВ устанавливался над долотом. Создаваемая им динамическая нагрузка и импульсная промывка забоя должны благоприятно влиять на показатели бурения [9].

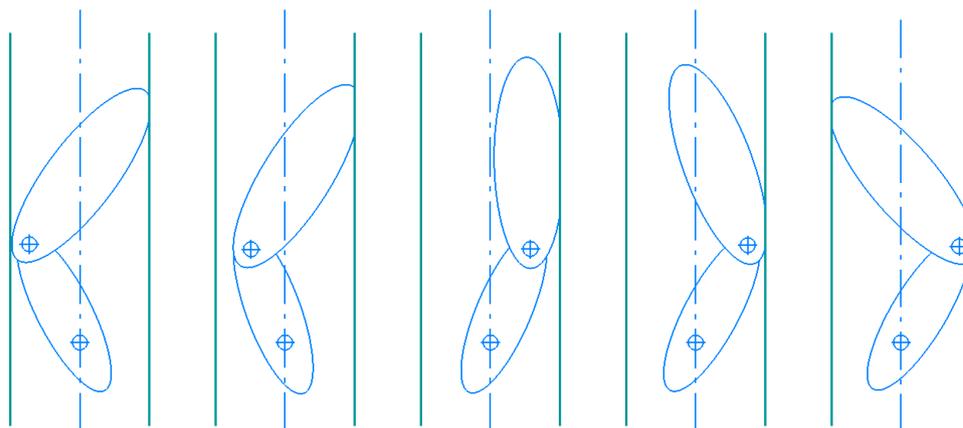


Рисунок 4.2 - Фазы движения перекидного клапана с ударником.

Возможность открывания клапана под действием давления промывочной жидкости зависит от внутреннего диаметра корпуса и размеров клапана и ударника. Труднее всего вывести клапан из закрытого положения. Рассмотрим закрытое положение клапана.

На клапан в закрытом положении, рис. 4.3, действуют следующие силы:

G - вес клапана;

P - сила давления промывочной жидкости;

N_1, N_2 - сила реакции стенок корпуса;

$F_{тр}$ - сила трения скольжения;

R - сила реакции ударника.

Предположим, что углы α и β таковы, что клапан не может открываться ни при каких значениях давления промывочной жидкости. Тогда клапан находится в равновесии (покое) и силы, действующие на него, уравновешены.

Составим уравнения равновесия:

$$\begin{cases} \sum x_i = R * \sin \alpha - N_1 + N_2 - P * \cos \beta = 0, \\ \sum y_i = R * \cos \alpha - F_{\text{тр}} - G - P * \sin \beta = 0, \\ \sum m_{iB} = F_{\text{тр}} * L * \sin \beta - N_2 * L * \cos \beta + P * L / 2 + G * L * \sin \beta / 2 = 0, \\ F_{\text{тр}} = k * N_2 \end{cases} \quad (4.1)$$

В этих уравнениях L – длина клапана, k – коэффициент трения скольжения. Надо отметить, как появилось четвертое уравнение в системе (4.1). Сила трения $F_{\text{тр}}$ и сила нормальной реакции N связаны неравенством:

$$F_{\text{тр}} \leq k * N_2, \quad (4.2)$$

Но если клапан закрыт при условии

$$F_{\text{тр}} < k * N_2, \quad (4.3)$$

то он тем более закрыт, если неравенство заменить равенством.

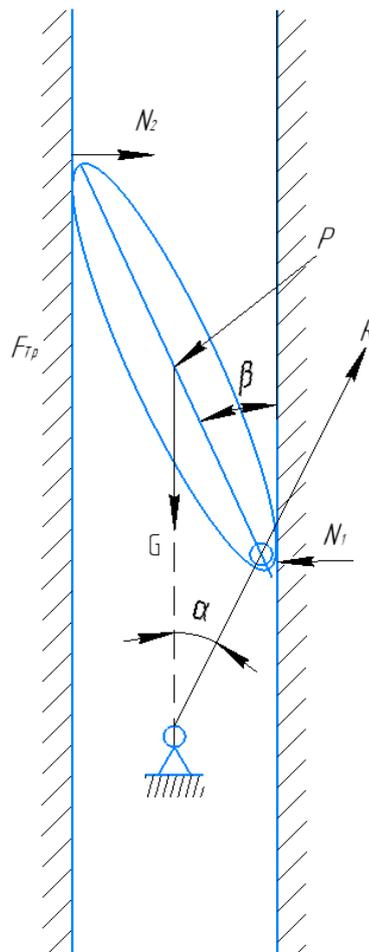


Рисунок 4.3 - Расчетная схема равновесия перекидного клапана.

Решая систему уравнений (4.1) получаем:

$$\begin{cases} N_2 = P / (2 * (\cos \beta - k * \sin \beta)), \\ R = P * k / (2 * (\cos \alpha * (\cos \beta - k * \sin \beta))) + P * \sin \beta / \cos \alpha \\ N_1 = \left(\frac{P * k}{(\cos \beta - k * \sin \beta)} + P * \sin \beta \right) * \operatorname{tg} \alpha + \frac{P}{(\cos \beta - k * \sin \beta)} - P * \cos \beta \end{cases} \quad (4.4)$$

Сила нормальной реакции никогда не может быть отрицательной

$$\left(\frac{k}{2 * (\cos \beta - k * \sin \beta)} + \sin \beta \right) * \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{2 * (\cos \beta - k * \sin \beta)} - \cos \beta \geq 0, \quad (4.5)$$

$$\left(\frac{k}{2 * (1 - k * \operatorname{tg} \beta)} + \operatorname{tg} \beta \right) * \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{2 * (1 - k * \operatorname{tg} \beta)} - 1 \geq 0, \quad (4.6)$$

Момент, когда сила реакции N_1 обращается в ноль, означает состояние неустойчивого равновесия, предшествующего движению, а отрицательная сила нормальной реакции – начало движения. Таким образом, рабочая область углов α и β определяется неравенством:

$$\left(\frac{k}{2 * (1 - k * \operatorname{tg} \beta)} + \operatorname{tg} \beta \right) * \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{2 * (1 - k * \operatorname{tg} \beta)} - 1 < 0, \quad (4.7)$$

$$\operatorname{tg} \alpha < \frac{1 - 2 * k * \operatorname{tg} \beta}{k + 2 * \operatorname{tg} \beta - k * \operatorname{tg}^2 \beta}, \quad (4.8)$$

Решая это неравенство совместно с неравенствами:

$$\begin{cases} 0 < \alpha < \pi / 2 \\ 0 < 2k * \operatorname{tg} \beta < 1 \end{cases} \quad (4.9)$$

Получаем область рабочих значений углов α и β

На рисунке 4.4 изображена эта область для коэффициента трения k , равного 0,3 (железо по железу).

Истечение жидкости происходит под углом, вследствие чего создается реактивный момент, приводящий цилиндр во вращательное движение.

При совпадении прорезей жидкость выходит из НКТ, при несовпадении - мгновенно останавливается.

При этом возникают большие перепады давления, воздействующие на поверхностные свойства жидкостей и пород и вызывающие в них разрывы и микротрещины.

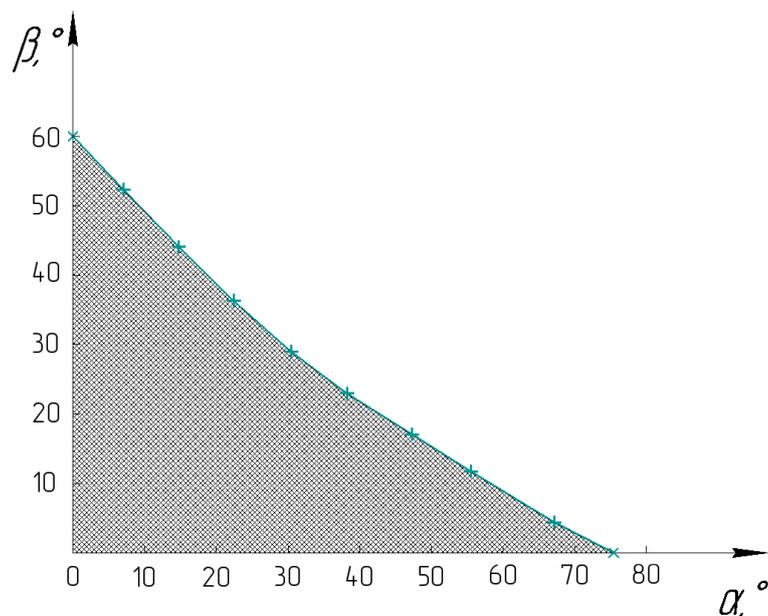


Рисунок 4.4 - Область допустимых значений определяющих углов вибратора.

Решение получено в предположении, что в закрытом положении клапана проходное сечение устройства полностью перекрывается, что невозможно выполнить в реальной конструкции. Из-за утечек жидкости через клапан возникает дополнительное сопротивление, действующее на клапан, что приводит к резкому сужению рабочей области.

4.2 Выбор основных параметров вибратора

Наиболее важным параметром вибратора является площадь его проходного сечения. Если площадь проходного сечения не совпадает с площадью проходного сечения колонны бурильных труб, то это ведет к дополнительным гидравлическим потерям. Поэтому желательно, чтобы эти площади совпадали. Наиболее интенсивный гидроудар будет получаться в случае наиболее полного перекрывания проходного сечения устройства, что требует исполнения проходного сечения прямоугольной формы. При заданной площади проходного сечения устройства S в круг наименьшего диаметра вписывается прямоугольник с равными сторонами, т.е. квадрат. Поэтому целесообразно изготавливать вибратор с квадратным проходным сечением.

Определяющие углы α и β необходимо брать с учетом проведенного расчета равновесия перекидного клапана, рисунок 4.4. Кроме того, необходимо учитывать, что при работе перекидного клапана, в результате износа и смятия металла при ударах углы α и β увеличиваются, что ведет к заклиниванию устройства.

Толщина перекидного клапана определяется нагрузкой, действующей на него, и временем работы в потоке глинистого раствора. Как показали испытания, для того, чтобы ресурс перекидного клапана был не менее 50 час, необходима толщина перекидного клапана не менее 10 мм.

Наиболее слабым узлом в механизме является подвижный шарнир. Диаметр оси подвижного шарнира и радиус проушины R_1 необходимо брать максимально возможными.

Длина ударника r и перекидного клапана L определяются длиной стороны квадратного проходного сечения d , углами α и β и размерами h и R_1 , рисунок 4.5.

$$r = \frac{0,5*d - R_1}{\sin \alpha}, \quad (4.10)$$

$$L = \frac{d - R_1 - h/2}{\sin \beta}, \quad (4.11)$$

В местах, где ударник и перекидной клапан опирается о стенки устройства необходима, чтобы касание происходило по поверхностям с возможно большей площадью с целью уменьшения напряжений при ударных нагрузках.

Оценку частоты работы устройства n_1 можно сделать исходя из объемного расхода промывочной жидкости Q , площади проходного сечения S и длины перекидного клапана L .

$$n_1 \approx \frac{Q}{S*L} \quad (4.12)$$

Соотношение (4.12) конечно не учитывает сил инерции перекидного клапана, вязкости промывочной жидкости.

Перепад давления в устройстве при закрытом перекидном клапане может быть оценен на основе формулы Вейсбаха:

$$P_1 = \xi * \rho_{бр} * V_{пр}^2 / 2 \quad (4.13)$$

где P_1 – перепад давления на устройстве;
 ξ – коэффициент местного сопротивления;
 $\rho_{бр}$ – плотность бурового раствора;
 $V_{пр}$ – скорость потока бурового раствора в бурильной колонне при перекрытом проходном сечении.

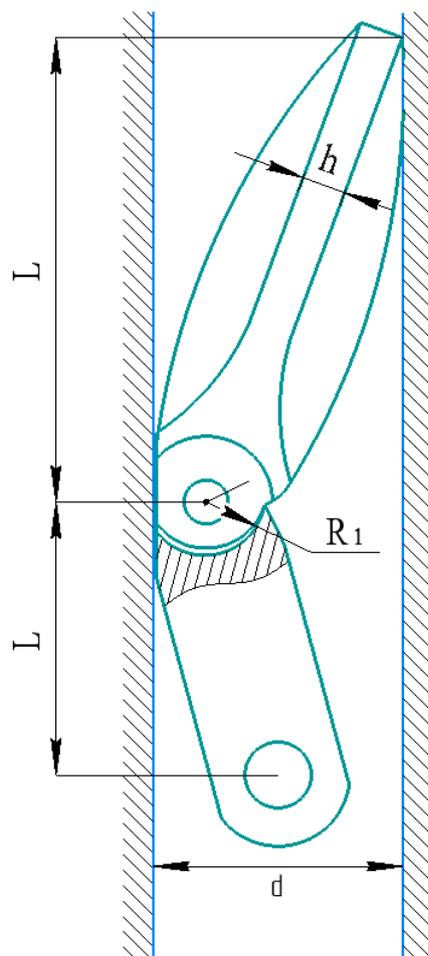


Рисунок 4.5 - Основные геометрические параметры вибратора.

Коэффициент местного сопротивления ξ может быть взят как для полой задвижки в квадратной трубе, таблица 4.1.

Таблица 4.1 - Значения местного сопротивления простой задвижки в трубе квадратного сечения (S – площадь зазоров при закрытом положении перекидного клапана)

S_3/S	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ξ	∞	193	44,5	17,8	8,12	4,02	2,08	0,95	0,39	0,09	0

С другой стороны, это давление (4.13) создается за счет быстрого перекрытия проходного сечения и может быть рассчитано на основе формулы Жуковского:

$$P_1 = a_1 * \rho_{бр} * (V - V_{пр}), \quad (4.14)$$

где a_1 – скорость распространения звука в буровом растворе;

V – скорость потока бурового раствора при открытом клапане.

Скорость потока бурового раствора при закрытом клапане может быть найдена на основе соотношений (4.13) и (4.14):

$$V_{пр} = (-a_1 + \sqrt{a_1^2 + 2\xi * a_1 * Q/S})/\xi \quad (4.15)$$

Скорость потока бурового раствора при открытом клапане определяется объёмным расходом и площадью проходного сечения:

$$V = Q / S \quad (4.16)$$

Продольное усилие F_1 действующее на устройство зависит от перепада давления и площади поперечного сечения устройства.

4.3 Модернизация конструкции вибратора

В процессе эксплуатации вибратора выявились его достоинства и недостатки.

Достоинства:

- простота конструкции, малое число деталей;
- нечувствительность к качеству промывочной жидкости.

Недостатки:

- высокая нагрузка на подвижный шарнир; часто наблюдалось разрушение шарнира, или развитие чрезмерных зазоров;
- наиболее изнашиваемый элемент (перекидной клапан) имеет наиболее сложную форму;
- «н»-образное сечение перекидного клапана способствует разделению потока промывочной жидкости при приоткрытом клапане на две части, уменьшая эффективность устройства;
- малая площадь ребер перекидного клапана способствовала их большому износу в процессе работы;
- перекидной клапан в потоке промывочной жидкости оказывает высокое лобовое сопротивление потоку промывочной жидкости, что требует уменьшения определяющих углов механизма и ведет к соответствующему уменьшению эффективности работы устройства.
- перекидной клапан в процессе работы одновременно перемещается и поворачивается. В момент удара (закрытия) силы инерции движения центра масс способствуют открыванию перекидного клапана, а момент сил инерций способствует удержанию клапана в закрытом положении; ввиду малости

момента инерции перекидного клапана «побеждает» тенденция на открывание перекидного клапана, и, в результате, гидравлический удар оказывается незначительным, поскольку открывание клапана происходит не за счет поднятия давления в устройстве, а за счет сил инерций.

С целью устранения вышеуказанных недостатков была разработана новая конструкция вибратора, включающая эти же элементы, но организованные другим образом (рис 4.13).

Клапан выполнен в виде пластины, утолщающейся в сторону шарнира, что способствует смещению центра масс перекидного клапана в сторону шарнира, уменьшая влияние сил инерции центра масс перекидного клапана, и позволяя увеличить размеры шарнирного соединения. Проходное сечение корпуса имеет более сложную форму, которая обеспечивает решение нескольких задач.

Выемка 1 предназначена для утапливания верхней части перекидного клапана для уменьшения лобового сопротивления перекидного клапана в потоке промывочной жидкости. Овальный выступ 2 выполняет роль ребер перекидного клапана предыдущей конструкции, организуя поворот перекидного клапана и исключая возможность «прилипания» перекидного клапана к корпусу устройства. Выемка 3 воспринимает часть ударного импульса при закрытии перекидного клапана, частично разгружая подвижный шарнир.

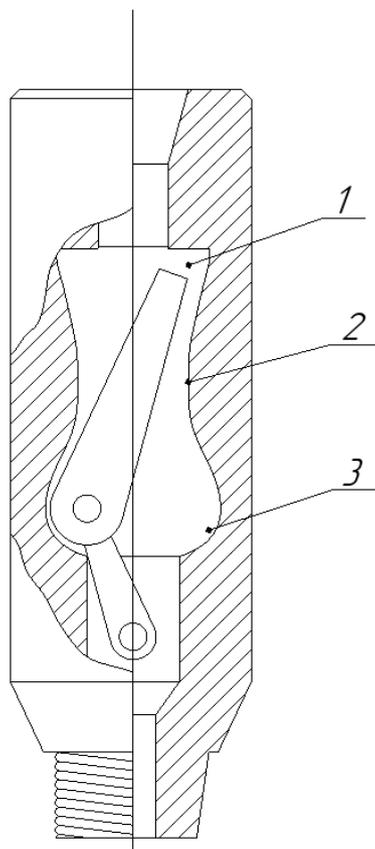


Рисунок 4.13 – Вибратор для бурения скважин

Статический расчет нового варианта вибратора лишь незначительно отличается от расчета предшествующей конструкции. Отличия образуются за счет касания вершины клапана с наклонной плоскостью, а не вертикальной, как в предшествующей конструкции. Это приводит к ослаблению требований к определяющим углам, т.е. увеличению области допустимых значений определяющих углов (см рис 4.4). В связи со значительным уменьшением сил трения можно ожидать увеличения частоты работы и мощности нового варианта вибратора. На рис 4.14 приведены фазы работы перекидного клапана с вибратором.

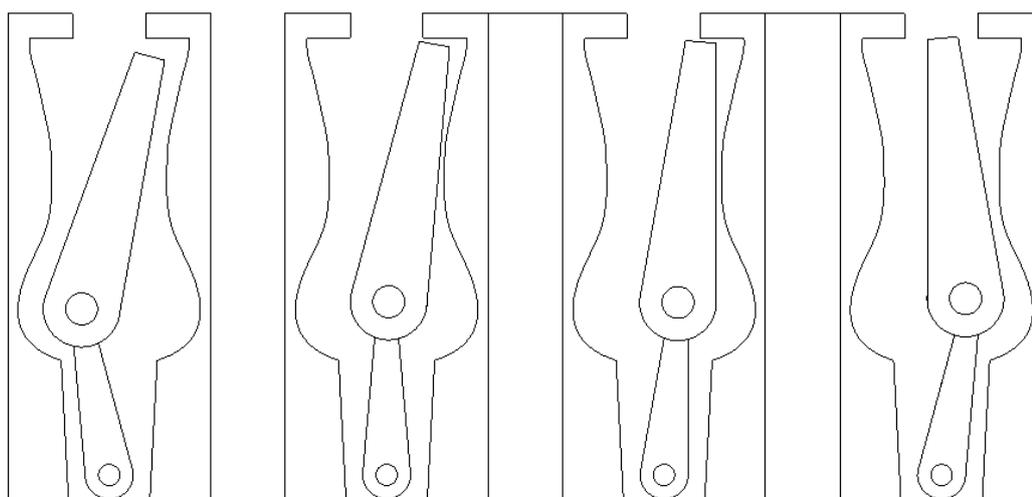


Рисунок 4.14 – Фазы работы перекидного клапана с вибратором

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Аналитически доказано, что силы контактного (сухого) трения колонны о стенки скважины при непрерывной подаче инструмента не влияют на распространение продольных колебаний по колонне с виброскоростью, меньшей скорости подачи.

Исследовано влияние продольных или крутильных колебаний бурильной колонны на продольную составляющую силы трения, действующей на колонну. Получена зависимость силы трения от амплитуды виброскорости возбуждаемых колебаний колонны и скорости подачи.

Мощность, передаваемая вибратором колонне пропорциональна квадрату амплитуды нагрузки (силы), создаваемой вибратором. Эта мощность зависит от самой колонны; в частности от жесткости колонны и ее резонансных свойств. Максимальная мощность, передаваемая бурильной колонне связкой вибраторов при малом сопротивлении, растет пропорционально квадрату числа вибраторов. Для расхаживания колонны связкой вибраторов необходима согласованная работа вибраторов, т.е. вибраторы должны работать на одинаковых частотах со строго регламентированными по отношению друг к другу фазами.

Получена оценка влияния замков бурильных труб при бурении горизонтальных скважин; используемая конструкция замков приводит к двукратному увеличению силы трения на горизонтальном участке.

Оптимальная работа гидравлического вибратора соответствует максимальному углу перекоса ударника равному 75° и максимальному углу перекоса перекидного клапана равному 60° .

С увеличением расстояния расположения гидравлических вибраторов мощность, передаваемая бурильной колонной на забой, уменьшается.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Абдулладзе Ф.А. Математическое моделирование динамики прихваченной ; . бурильной колонны- при работе > гидроимпульсного устройства для ликвидации прихватов //Изв. вузов. Нефть и газ. - 1987, - № 8; - С.23-25. :
- 2 Александров:М.М: Силы сопротивления при движении труб в скважине. •• М.: Недра, 1978.-209с.к;
- 3 Алексеев В Н. Передача- осевой, нагрузки на породоразрушающий инструмент с учетом трения бурильной колонны о стенки скважины // Методика и техника разведки. Сб. науч. тр. - Л., ОНТИ ВИТР, 1981. - №138. - С.24-33.
- 4 Алиев Т.М., Мелик-Шахназаров А.М., Тер-Хачатуров А.А. Измерительные информационные системы в нефтяной промышленности. - М.: Недра, 1981. -351с.
- 5 Анализ каналов связи с забоем скважины с целью повышения эффективности использования элементов КНБК / Е.И. Ишемгужин, В.В. Шайдаков, В.У. Ямалиев и др. // Современные проблемы буровой и нефтепромысловой механики: Сб. науч. тр. - Уфа, 1989. - С.68-77.
- 6 А.с. 1689598 РФ, МКИ E21B 45/00. Датчик для контроля частоты вращающегося долота / Ю.А. Савиных, Е.С. Яблоков. Опубл. 07.11.81. Бюл. №41.
- 7 Балицкий В.П. Исследование продольных колебаний бурильной колонны и осевых динамических сил при турбинном бурении вертикальной скважины и анализ возможности использования продольных колебаний как источника информации о частоте вращения вала турбобура: Дис. ... канд. технич. наук. - М., 1977.
- 8 Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. - М.: Недра. 1975.-232с.
- 9 Пановко Я.Г. Механика деформируемого тела: Современные концепции, ошибки и парадоксы. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. - 288с.. ^
- 10 Султанов Б.З. Управление устойчивостью и динамикой бурильной колонны.-М.: Недра, 1991.-208с.
- 11 Эскин М.Г., Исаченко Л.Е. Определение мощности, расходуемой забойным двигателем на вибрацию бурильной колонны // Бурение. - 1972. - №4. - С.35-38.
- 12 Гончаревич И.Ф. Вибрация - нестандартный путь: вибрация в природе и технике. - М.: Наука, 1986 . - 209с..
- 13 Эпштейн Е.Ф., Ясов В.Г. Бурение скважин гидроударниками и пневмоударниками. - М.: Недра, 1967.

Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: КЕНЖЕГАЛИЕВ ЭЛЬДАР БАУРЖАНОВИЧ

Название: Разработка технологии формирования осевой нагрузки на долото при бурении искривленных скважин

Координатор: Тогыс Карманов

Коэффициент подобия 1: 1.4

Коэффициент подобия 2: 0.7

Замена букв: 37

Интервалы: 0

Микропробелы: 1

Белые знаки: 0

После анализа Отчета подобия констатирую следующее:

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование: Обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите.

18.06.2021

Дата

Подпись Научного руководителя

Протокол анализа Отчета подобия

заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: КЕНЖЕГАЛИЕВ ЭЛЬДАР БАУРЖАНОВИЧ

Название: Разработка технологии формирования осевой нагрузки на долото при бурении искривленных скважин

Координатор: Тогыс Карманов

Коэффициент подобия 1:1.4

Коэффициент подобия 2:0.7

Замена букв:37

Интервалы:0

Микропробелы:1

Белые знаки:0

После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

Обоснование:

Обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем работа признается самостоятельной и допускается к защите.

.....
.....
.....

Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

Работа допущена к защите

 18.06.2021

Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения