

На правах рукописи

Шадрина Анастасия Викторовна

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРОЦЕССА
РАСПРОСТРАНЕНИЯ СИЛОВЫХ ИМПУЛЬСОВ
ПО КОЛОННЕ ТРУБ ПРИ БУРЕНИИ СКВАЖИН**

Специальность 25.00.14 – «Технология и техника геологоразведочных работ»

Автореферат диссертации на соискание
учёной степени кандидата технических наук

Томск – 2007

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Томский политехнический университет»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Саруев Лев Алексеевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Рябчиков Сергей Яковлевич

доктор технических наук, профессор
Рожков Владимир Павлович

Ведущая организация: Восточный научно-исследовательский
горнорудный институт
(ОАО «ВостНИГРИ», г. Новокузнецк)

Защита состоится 16 мая на заседании диссертационного совета Д 212.269.07 при Томском политехническом университете по адресу: 634050, г. Томск, ул. Советская, 73, корпус 1, ауд. 210.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Томского политехнического университета по адресу: 634050, г. Томск, ул. Белинского, 53-а.

Автореферат разослан « ____ » апреля 2007 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета

Евсеев В.Д.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время велика потребность в бурении скважин малого диаметра (40 – 70 мм). Область их применения включает геологоразведочные и технические скважины различного назначения.

При проходке таких скважин в породах средней твердости и выше часто применяют машины ударно-вращательного действия, которые находят достаточно широкое применение особенно при бурении скважин из подземных горных выработок: при бескерновом бурении породоразрушающим инструментом малого диаметра на месторождениях с достаточно изученным геологическим разрезом, а также при разведочном бурении с отбором шлама.

Применение погружных пневмоударников для бурения скважин малого диаметра малоэффективно, так как резко снижается производительность буровых агрегатов. Такие скважины с высокой производительностью бурят машинами с мощными ударными механизмами, расположенными вне скважины с независимым от ударного механизма вращением колонны бурильных труб.

Без четкого представления о волновых процессах в колонне бурильных труб невозможно проводить научно обоснованное совершенствование техники бурения скважин малого диаметра, поскольку формируемая бойком при упругом ударе продольная волна деформации (или волна напряжений, силовой импульс) переносит энергию бойка к породоразрушающему инструменту (ПРИ).

В последние годы внимание к данной проблеме увеличивается в связи с тем, что массовое внедрение прогрессивных машин для бурения скважин малого диаметра сдерживается именно отсутствием рациональной, научно обоснованной конструкции бурильных труб, обеспечивающей высокий коэффициент передачи энергии силового импульса и, как следствие, высокую стойкость соединений бурильных труб.

Бурильные трубы – наиболее ответственная часть бурового инструмента. Так, например, статистикой установлено, что порядка 60 % всех аварий происходит вследствие их поломки, поэтому чрезвычайно важно максимально использовать все резервы продления срока их службы, что положительным образом скажется на снижении стоимости буровых работ.

При распространении волны деформации по бурильным трубам и прохождении через резьбовые соединения её форма изменяется, трансформируется, а энергия частично рассеивается. При этом в буровом инструменте формируются поперечные волны, которые не создают

продольного внедрения коронки, необходимого для разрушения породы. Кроме того, в процессе распространения волны деформации через соединение возможен их нагрев и даже разрушение. Вследствие малого диаметра скважины невозможно оценить величину подводимой к ПРИ энергии силового импульса по мере его распространения в колонне бурильных труб, поэтому данная работа, направленная на изучение волновых процессов в колонне бурильных труб и разработку метода расчета передачи силовых (ударных) импульсов в ней, весьма актуальна.

Существующие методы расчета распространения волн по колонне бурильных труб являются трудоемкими и обладают относительно низкой точностью.

Идея работы состоит в определении силовых и энергетических параметров импульсов в колонне бурильных труб (штанг) на основе метода спектрального разложения Фурье, позволяющего определить границу продольных и поперечных волн в буровом инструменте.

Целью работы является разработка метода расчета передачи силовых импульсов по буровому инструменту с экспериментальной проверкой результатов в искусственных скважинах.

Методы исследований. В данной работе использовался комплексный метод исследований, который включал в себя как теоретические, так и экспериментальные исследования. Методы исследования базируются на известных положениях теории удара, на решениях задач о продольном соударении стержней с использованием одномерной волновой теории Сен-Венана, на частотном представлении функции, описывающей передачу силового импульса. Экспериментальные данные получены тензометрированием процессов распространения волн деформаций на специальном стенде, имитирующем 3 скважины диаметрами 42, 56, 70 мм, глубиной 39 м и обрабатывались методами математической статистики.

Научные положения, защищаемые в работе.

1. Буровой инструмент с точки зрения распространения продольных волн представляет собой фильтр низких частот с полосой пропускания, определяемой частотой запирающего (отсечки). На основе теоретических исследований выявлена закономерность, показывающая, что уменьшение наружного диаметра и увеличение относительной толщины стенки бурильных труб приводят к расширению полосы пропускания в сторону более высоких частот.

2. Коэффициент передачи энергии силовых импульсов по колонне бурильных труб повышается с увеличением жесткости резьбовых частей бурильных труб, контактной жесткости витков резьбы и снижением жесткости соединительных элементов. Сила неупругого сопротивления в муфтовых соединениях с ростом крутящего момента непрерывно растет, а

в ниппельных ее изменение носит экстремальный характер, что связано с разным направлением поперечной деформации резьбовых частей труб относительно соединительного элемента.

3. Установлены закономерности распространения силовых импульсов по буровому инструменту, которые подтверждают возможность передавать по современным конструкциям колонн бурильных труб порядка 70 % энергии силовых импульсов от машин на забой 25...30-метровых скважин.

Достоверность и обоснованность научных положений и результатов обеспечивается необходимым объемом теоретических исследований, выполненных на основе апробированных методов теории упругости, волновой теории удара, преобразования Фурье и экспериментов на моделях и натуральных образцах различных конструкций бурового инструмента с применением метрологического оборудования и методов статистической обработки опытных данных, сходимостью теоретических и экспериментальных результатов исследований.

Научная новизна работы.

1. На основе теоретических исследований волновых процессов в буровом инструменте установлена аналитическая зависимость передачи энергии силовых импульсов по колонне бурильных труб от частотных характеристик импульсов и геометрических параметров труб.

2. Экспериментально установлены качественные характеристики влияния жесткостей резьбовых частей бурильных труб, контактов витков резьбы и соединительного элемента на передачу силовых импульсов.

3. Разработан метод инженерного расчета передачи силовых импульсов по колонне труб при бурении скважин малых диаметров, позволяющий на этапе проектирования оценить эффективность конкретной конструкции колонны бурильных труб, что является существенным вкладом в решение задачи повышения качества техники бурения скважин.

Практическая значимость работы заключается в использовании методики проведения экспериментальных исследований, позволяющей оценить эффективность передачи силовых импульсов по колоннам бурильных труб в искусственных скважинах диаметрами 42, 56, 70 мм; в разработке научно обоснованных рекомендаций по выбору геометрических параметров бурильных труб для эффективной передачи энергии удара к ПРИ. Результаты работы могут быть использованы при проектировании бурового инструмента, а также в учебном процессе при подготовке специалистов горно-геологических специальностей.

Личный вклад. Непосредственно автором проведены теоретические исследования распространения силовых импульсов по колоннам бурильных труб, а также экспериментальные исследования по анализу

потерь энергии силовых импульсов в резьбовых соединениях по гистерезисным диаграммам. По результатам экспериментальных исследований автором получены графические зависимости изменения амплитуды, энергии, длительности в колоннах бурильных труб в результате прохождения по ним силовых импульсов.

Реализация работы. Разработанный автором метод расчета передачи силовых импульсов в колонне бурильных труб принят к внедрению в ООО “Томская горнодобывающая компания” (г. Томск), что подтверждено соответствующим актом.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались автором и были одобрены на научных семинарах в Институте геологии и нефтегазового дела Томского политехнического университета; научном семинаре машиноведения Института горного дела Сибирского отделения Российской академии наук (г. Новосибирск); объединенном научном семинаре Томского государственного университета, Научно-исследовательского института прикладной математики и механики, Томского государственного университета систем управления и радиоэлектроники, отдела макрокинетики Томского научного центра Сибирского отделения Российской академии наук; международных конференциях: “Проблемы геологии и освоения недр”, г. Томск, 1998, 2003 – 2006 гг.; “Динамика и прочность горных машин”, г. Новосибирск, 2003 г.; “Наука и технология. KORUS-2005” (Корейско-Русский международный симпозиум), г. Новосибирск, 2005 г.; “Современные техника и технологии 2003”, г. Томск, 2003 г.; на всероссийской конференции “Наука и инновации XXI века”, г. Сургут, 2005 г.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 15 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения и списка используемой литературы из 137 наименований. Основной текст изложен на 127 машинописных страницах и содержит 41 рисунок, 7 таблиц и 3 приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении изложена актуальность темы и представлена общая характеристика диссертационной работы. Сформулированы цель, научная новизна, практическая значимость, основные положения, защищаемые в работе.

В первой главе приводится обзор и анализ выполненных исследований по передаче удара бойка к ПРИ через колонну бурильных труб.

В диссертационной работе рассматривается достаточно сложная научно-техническая задача теоретического и экспериментального исследования закономерностей передачи энергии силовых импульсов по колонне бурильных труб, представляющих собой, в основном, упругий волновод постоянного поперечного сечения за исключением участков их соединения.

Большой вклад в решение этой проблемы внесли Алимов О.Д., Александров Е.В., Андреев В.Д., Горбунов В.Ф., Дворников Л.Т., Еремьянц В.Э., Иванов К.И., Латышев В.А., Манжосов В.К., Ребрик Б.М., Рябчиков С.Я., Саруев Л.А., Сулакшин С.С., Серпенинов Б.Н., Соколинский В.Б., Цуканов А.Г., Чирьев В.И., Шелковников И.Г., Эпштейн Е.Ф., Юнгмейстер Д.А., Ферхарст Е., Арндт Ф.К. и другие отечественные и зарубежные исследователи.

В решении задачи повышения эффективности передачи энергии силовых импульсов по буровому инструменту достигнуты существенные результаты, однако, некоторые вопросы, такие как теоретическое обоснование и выбор геометрических параметров колонны бурильных труб, количественная оценка потерь энергии за счет взаимодействия колонны с соединительными элементами в процессе прохождения силовых импульсов изучены еще недостаточно полно. Учитывая принципиальную важность этих вопросов для бурения скважин, были проведены специальные исследования в этом направлении, и разработан метод расчета передачи силовых импульсов по буровому инструменту.

В соответствии с поставленной целью в работе предусматривается решение следующих задач:

- 1) исследование процесса передачи силовых импульсов по колонне бурильных труб;
- 2) теоретическое обоснование и определение рациональных геометрических параметров бурильных труб;
- 3) разработка рекомендаций по увеличению коэффициента передачи энергии силового импульса;
- 4) разработка на основе теоретических и экспериментальных исследований инженерного метода расчета передачи силовых импульсов в буровом инструменте;
- 5) экспериментальная проверка достоверности полученных результатов.

Во второй главе изложены методики теоретических и экспериментальных исследований.

Проведен анализ известных математических моделей продольного соударения тел (теория Ньютона, модель Герца, волновая теория Сен-Венана) с целью выявления оптимальной модели. Выбран и обоснован метод исследования волновой модели удара Сен-Венана – частотный

метод, принятый в качестве оптимального для решения поставленных задач.

Экспериментальная часть диссертационной работы включает исследование динамики резьбовых соединений (ниппеля и муфты) на основе гистерезисных диаграмм, а также волновых процессов в колонне бурильных труб в процессе нагружения ударом и крутящим моментом на специальных стендах. Для экспериментов были приняты бурильные трубы и резьбовые соединения, параметры которых приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Параметры бурильных труб и резьбовых соединительных элементов

№ п/п	Тип соединения	Размеры муфт и nipples		Размеры труб			Тип резьбы
		диаметр, мм	длина, мм	наруж. диаметр, мм	внутр. диаметр, мм	длина, мм	
1	Ниппельное*, А	25,5	122	33,5	24	1300	Круглая КП 25×12
2	Муфтовое, Б	42	120	32	8	1200	Круглая КП 31×12
3	Муфтовое, В	52	170	40	16	1000	Круглая КП 38×12

*Примечание. Ниппельное соединение полностью скрыто внутри бурильных труб

Исследования относительного изменения энергии, амплитуды силы и длительности силовых импульсов проводились на колоннах труб путем нагружения их различными бойками с помощью маятникового копра на стенде, представленном на рис. 2.1.

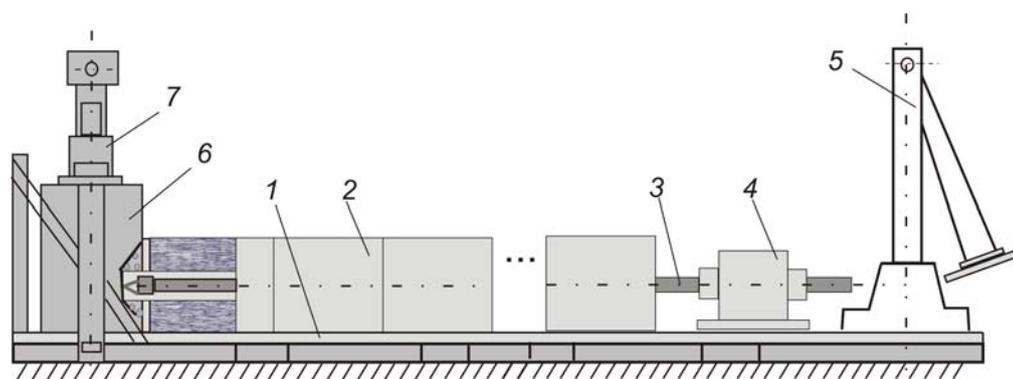


Рис. 2.1. Стенд для исследования передачи силовых импульсов по колонне бурильных труб: 1 – несущая ферма; 2 – бетонные блоки; 3 – буровой инструмент; 4 – пневмоподатчик; 5 – маятниковый копер; 6 – чугунный блок; 7 – винтовой домкрат

Для одиночных ударов использовались бойки, параметры которых приведены в таблице 2.2.

Выбор параметров бойков производился с таким расчетом, чтобы можно было оценить влияние длины и диаметра бойка на эффективность передачи энергии и амплитуды сформированного им импульса.

Таблица 2.2

Параметры бойков

Параметры	Бойки					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр \varnothing_{δ} , мм	34	34	48	ударник бурильной машины БУ-70У: 59 - штоковая часть; 130 – поршневая часть	74	75
Длина l_{δ} , мм	330	700	450	309	255	450
Масса m_{δ} , кг	2,4	5	6,4	7,4	8,15	15,45

Силовые импульсы, формируемые бойками бурильных машин, имеют длительность всего несколько сотен микросекунд.

Анализ методов измерения энергии удара показал, что наиболее рациональным является метод определения энергии по относительной деформации во время удара. Данная методика реализована в измерительной аппаратуре УИПУ-4М, предназначенной для определения энергетических параметров ударных машин и соответствующей стандарту ISO 2787 (ИГД им. А.А. Скочинского, научно-производственная фирма “УДАР-МАШ”, г. Люберцы, Московская область).

Зависимость энергии удара от относительной деформации выражается формулой:

$$W = \rho S a_0^3 \int_0^{t_{\text{им}}} \varepsilon^2(t) dt, \quad (2.1)$$

где W – энергия удара, Дж; S – площадь сечения бурильной трубы, м²; a_0 – скорость распространения импульса в материале трубы, м/с; ρ – плотность материала трубы, кг/м³; $\varepsilon(t)$ – зависимость относительной деформации от времени; $t_{\text{им}}$ – продолжительность удара, с.

Для измерения ударной деформации бурильных труб использовались тензодатчики ПКБ-10-100 с сопротивлением 100 Ом.

С помощью известных методов математической статистики определены доверительные интервалы математического ожидания, необходимое и достаточное число опытов.

Систематическая ошибка при проведении эксперимента была сведена к минимуму и не влияла на точность результата, так как измерения проводились в одних и тех же условиях: использовались одни и те же датчики, бурильная труба, на которую были наклеены тензодатчики,

поочередно устанавливалась в равномерно удаленных друг от друга пяти точках колонны. Всего было задействовано три таких трубы применительно к колоннам труб диаметром 32, 33,5 и 40 мм. Результат относительного изменения амплитуды силы, энергии и длительности силового импульса по мере его распространения по колонне бурильных труб представлен в относительных единицах, то есть показывает, как меняется значение соответствующего параметра на данном участке по сравнению с его значением в начале колонны.

В третьей главе приведены полученные на основе спектрального разложения Фурье закономерности распространения продольных волн по участкам бурового инструмента постоянного поперечного сечения; результаты исследования закономерностей передачи силового импульса через резьбовое соединение бурильных труб.

Метод разложения Фурье позволяет представить импульс любой формы в виде суммы гармонических волн разных частот. Было рассмотрено напряженное состояние бурильной трубы как полого цилиндра постоянного сечения в результате приложения к ней продольной осевой нагрузки.

Анализ поведения плоских продольных волн на основе известного уравнения:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a_0^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (3.1)$$

где u – продольное смещение поперечного сечения трубы, м; t – время, с; a_0 – скорость распространения продольных волн в материале бурильных труб, м/с; x – координата сечения трубы,

позволяет сделать вывод, что профиль волн остается неизменным при их распространении. Однако экспериментальные исследования показывают, что даже в тех случаях, когда можно пренебречь влиянием внутреннего трения и присутствием неоднородностей в материале бурового инструмента, происходит изменение профиля волн, сопровождаемое частичной потерей её энергии. Такая трансформация волн связана с тем, что на участке бурового инструмента, захваченного волной, напряженное состояние является пространственным. Это приводит к появлению поперечных изгибных и сдвиговых волн, которые не создают продольных перемещений коронки. Проведена оценка влияния эффектов, возникающих в связи с присутствием указанных типов волн, на распространение плоских продольных волн.

В цилиндрической системе координат r, φ, x деформация трубы в основном характеризуется смещением $u_x = u(r, \varphi, x, t)$ в направлении оси x .

Для вывода дифференциального уравнения, описывающего распространение волн в бурильной трубе, использован принцип Гамильтона – Остроградского, согласно которому функционал:

$$\int_{t_0}^{t_1} \int_{x_0}^{x_1} \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \int_{r_0}^{r_1} L r \, dr \, d\varphi \, dx \, dt \quad (3.2)$$

на действительных перемещениях принимает стационарное значение, где $L = W_k - W_{\Pi}$ – функция Лагранжа, где W_k – кинетическая и W_{Π} – потенциальная энергия, отнесенные к единице объема. Кинетическая энергия определяется выражением:

$$W_k = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2, \quad (3.3)$$

где $\rho = \text{const}$ – плотность материала бурильной трубы. Потенциальная энергия будет складываться из энергии продольной деформации, продольно-сдвиговой, а также из энергии деформации изгиба и определяться выражением:

$$W_{\Pi} = \frac{1}{2} \left[E \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + G \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + G \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \varphi} \right)^2 \right]. \quad (3.4)$$

Необходимое условие стационарности функционала (3.2) с учетом (3.3) и (3.4) приводит к уравнению:

$$\frac{1}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (3.5)$$

где $a_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$, $\frac{E}{G} = 2(1+\nu)$.

Уравнение (3.5) рассматривалось при граничных условиях:

$$\sigma_x = \sigma(r, \varphi) e^{i\omega t} \quad \text{при } x=0, \quad \tau_{xr} = G \frac{\partial u}{\partial r} = 0 \quad \text{при } r=r_0; r=r_1, \quad (3.6)$$

где r_0 и r_1 – внутренний и наружный радиусы бурильной трубы соответственно, $i^2 = -1$.

На решение уравнения (3.5) необходимо также наложить условие:

$$u \Big|_{\varphi=0} = u \Big|_{\varphi=2\pi}, \quad (3.7)$$

которое требует непрерывности $u(r, \varphi, x, t)$ по φ .

Решение уравнения (3.5) было найдено методом разделения переменных в виде бегущих в положительном направлении оси x гармонических волн. Получена зависимость для определения нормального напряжения σ_x на заданном удалении x от нагружаемого торца бурильной трубы в зависимости от круговой частоты ω , волнового числа χ_{km} и

геометрических параметров бурильных труб, а именно внутреннего (r_0) и наружного (r_1) радиусов:

$$\sigma_x = \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{m=-\infty}^{\infty} A_{km} e^{im\varphi} \cdot R_m(\gamma_{km} r) e^{i(\omega t - \chi_{km} x)}, \quad (3.8)$$

где γ_{km} – корни уравнения (3.10):

$$\gamma_{km} [J'_m(\gamma_{km} r_1) N'_m(\gamma_{km} r_0) - N'_m(\gamma_{km} r_1) J'_m(\gamma_{km} r_0)] = 0, \quad (3.9)$$

где J_m и N_m – функции Бесселя и Неймана m -го порядка, связаны соотношением (3.10):

$$\chi_{km} = \sqrt{\frac{\omega^2}{a_0^2} - \frac{\gamma_{km}^2}{2(1+\nu)}}. \quad (3.10)$$

Проведенные расчеты показывают, что $\gamma_{00} = 0$, $0 < \gamma_{10} < \gamma_{01}$.

Анализ выражений (3.8) и (3.10) позволяет сделать вывод, что на частотах $\omega < \frac{\gamma_{10} a_0}{\sqrt{2(1+\nu)}}$ только член с A_{00} описывает бегущую волну

напряжений, для которой волновое число $\chi_{00} = \frac{\omega}{a_0}$. Остальные члены, с

$k^2 + m^2 > 0$, представляют собой неоднородные волны, амплитуды которых быстро убывают с увеличением x по экспоненциальному закону. То есть для низких частот на достаточном удалении от сечения $x = 0$ будет присутствовать только соответствующая A_{00} первая мода, которая является продольной плоской волной.

При частотах, удовлетворяющих неравенству: $\gamma_{10} < \frac{\omega \sqrt{2(1+\nu)}}{a_0} < \gamma_{01}$,

волновое число χ_{10} становится действительной величиной, и вторая мода с амплитудой A_{10} , как и первая мода, будет распространяющейся, что соответствует изгибным волнам. Высокие частоты соответствуют радиальным распространяющимся волнам.

В работах Гринченко В.Г., Мелешко В.В. и других исследователей показано, что на большинстве частот почти вся проводимая энергия уносится от места возбуждения волн только какой-то одной модой. Однако эта доминирующая мода не является одной и той же на всех частотах. На низких частотах распространяется лишь первая мода или плоская волна. При появлении распространяющихся изгибных и радиальных мод происходит резкий спад относительной величины энергии, переносимый первой модой, и энергия будет уноситься модами высших порядков, то есть распространяющимися вдоль колонны бурильных труб к коронке изгибными и радиальными волнами напряжений. Поскольку эти волны

являются поперечными, они не создают продольных перемещений коронки.

Из (3.10) следует, что разрушение горной породы будет происходить, в основном, за счет волн с частотами, меньшими частоты возникновения второй моды, то есть с частотами:

$$\omega \leq \omega_0 = \frac{\gamma_{10} a_0}{\sqrt{2(1+\nu)}}. \quad (3.11)$$

Частота ω_0 называется частотой “отсечки” или частотой запираения волновода. Пользуясь терминологией других разделов физики можно сказать, что буровой инструмент является фильтром низких частот с полосой пропускания от нуля до ω_0 .

С учетом вышеизложенного из (3.8) следует, что при достаточном удалении от начала колонны бурильных труб поведение волны напряжения, производящей работу по разрушению горной породы, будет описываться соотношением:

$$\sigma_x = A_{00} e^{i(\omega t - \chi_{00} x)} \text{ при } \omega < \omega_0, \quad (3.12)$$

где $\chi_{00} = \frac{\omega_0}{a_0}$; ω_0 – дается формулой (3.11).

Коэффициент A_{00} определяется выражением:

$$A_{00} = \frac{1}{\pi(r_1^2 - r_0^2)} \int_0^{2\pi} \int_{r_0}^{r_1} r \cdot \sigma(r, \varphi) dr d\varphi, \quad (3.13)$$

которое следует из граничного условия (3.6) с учетом ортогональности членов двойного ряда (3.8).

Таким образом, если спектр импульса, возбужденного бойком в бурильных трубах, имеет такую форму, что распределение энергии по частотам $\omega > \omega_0$ относительно мало, то импульс будет распространяться по трубам практически без искажения формы. В противном случае его энергия расходуется на возбуждение поперечных волн, что приводит к уменьшению коэффициента полезной работы бурильной машины. Увеличение ω_0 можно добиться выбором внутреннего (r_0) и наружного (r_1) радиусов бурильных труб с учетом значений корней γ_{10} .

Для определения корней γ_{10} была разработана программа на языке Turbo Pascal. Расчеты показывают, что с уменьшением наружного радиуса и увеличением относительной толщины стенки бурильной трубы нижняя граница распространения поперечных волн сдвигается в сторону более высоких частот (рис. 3.1).

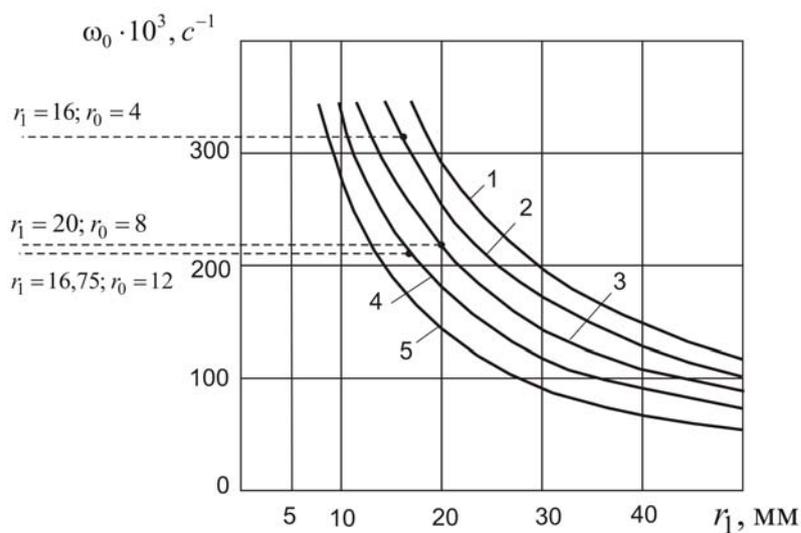


Рис. 3.1. Расчетные зависимости нижней границы полосы пропускания поперечных волн от наружного r_1 и внутреннего r_0 радиусов труб при $\nu = 0,26$ и $a_0 = 5100$ м/с

$$h_{\text{отн}} = \frac{r_1 - r_0}{r_1}$$

1: $h_{\text{отн}} = 1;$	4: $h_{\text{отн}} = 0,284;$
2: $h_{\text{отн}} = 0,75;$	5: $h_{\text{отн}} = 0,1.$
3: $h_{\text{отн}} = 0,6;$	

Рассматривая процесс передачи энергии через резьбовое соединение бурильных труб, было отмечено, что соединение представляет собой упруго-фрикционную систему. При действии на соединение труб силового импульса в виде волны деформации происходит смещение муфты относительно бурильной трубы, а после прохождения импульса через соединение, последняя не возвращается полностью в исходное напряженное состояние из-за наличия сил неупругого сопротивления в резьбе.

Оценка потерь энергии на трение в резьбовых соединениях бурильных труб проводилась с помощью гистерезисных диаграмм на специальном стенде путем нагружения соединений в режиме “сжатие – растяжение”. В результате получены упруго-деформирующие характеристики для трех типов соединений бурильных труб (табл. 2.1).

Эксперименты показали, что сила неупругого сопротивления в муфтовых соединениях с увеличением крутящего момента постоянно растет, а в ниппельном соединении наблюдается явно выраженный максимум этой силы (рис. 3.2). Это объясняется тем, что в ниппельном соединении, полностью скрытом внутри труб, поперечная деформация резьбовых участков труб при действии продольного усилия сжатия или прохождении силового импульса направлена от соединительного элемента, а в муфтовых – к соединительному элементу.

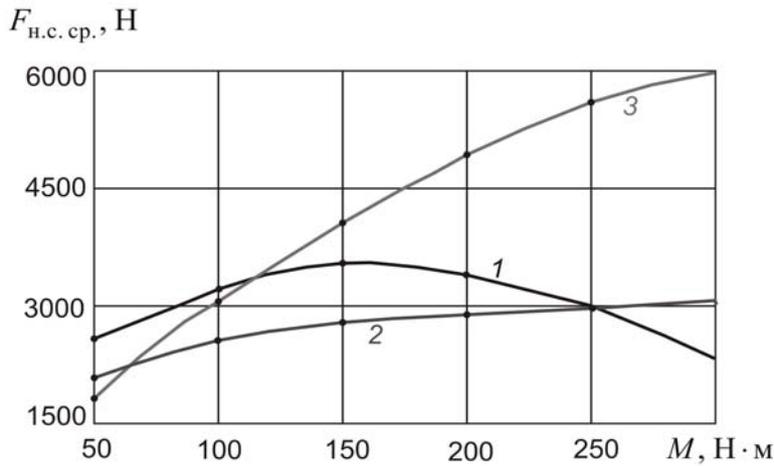


Рис. 3.2. Зависимость средней силы неупругого сопротивления $F_{н.с. ср.}$ от крутящего момента M :
 1 – ниппельное (тип А);
 2 – муфтовое (тип Б);
 3 – муфтовое (тип В)

Выделив из общей жесткости соединения C_o отдельные жесткости, влияющие на процесс передачи энергии удара: жесткость резьбовых частей бурильных труб $C_{тр}$, жесткость соединительного элемента (муфты или ниппеля) C_m и контактную жесткость C_k и, учитывая, что эти жесткости соединены между собой по смешанной схеме, определены значения контактной жесткости соединений по выражению:

$$C_k = \frac{C_m(C_o - C_{тр})}{C_m + C_{тр} - C_o}.$$

Расчеты показали, что с увеличением крутящего момента контактная жесткость соединений увеличивается, изменяясь по параболическому закону (рис. 3.3). Качественный характер изменения контактной жесткости одинаков для соединений с круглым профилем резьбы, а разница в абсолютных значениях определяется величиной крутящего момента и геометрическими параметрами соединения.

В результате моделирования процесса прохождения силового импульса через резьбовое соединение бурильных труб получены зависимости коэффициента потерь энергии Ψ , определяемого отношением работы сил вязкого трения W_{R_d} к энергии исходного импульса $W_{им}$:

$$\Psi = \frac{W_{R_d}}{W_{им}}, \quad (3.14)$$

от изменения параметров соединения (табл. 3.1).

Анализ этих зависимостей показывает, что с повышением контактной жесткости уменьшается смещение труб относительно соединительного элемента (уменьшается работа сил трения) и, как следствие, снижается коэффициент потерь энергии импульса.

Установлено, что для лучших условий передачи энергии силового импульса через резьбовое соединение необходимо увеличивать жесткость резьбовых частей труб и контактов витков резьбы и снижать жесткость соединительного элемента. Рациональным подбором жесткости элементов соединения можно добиться повышения коэффициента передачи энергии силового импульса по колонне труб и эффективности использования мощности бурильной машины.

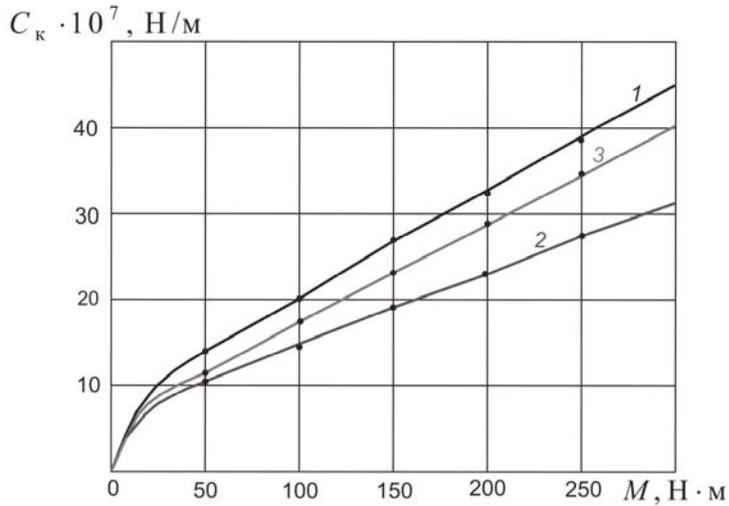


Рис. 3.3. Зависимость контактной жесткости C_k витков резьбы от крутящего момента M :
 1 – ниппельное (тип А);
 2 – муфтовое (тип Б);
 3 – муфтовое (тип В)

Таблица 3.1

Модельные параметры соединений

Параметры	$m_{тр}$	m_m	h	R_d	$C_{тр} \cdot 10^9$	$C_m \cdot 10^9$	$C_k \cdot 10^9$	$Q_3 \cdot 10^9$
Размерность	кг	кг	Н·с/м	Н·с/м	Н/м	Н/м	Н/м	Н
Значения параметров модели	0,3...1,5	0,2...1,5	100	22000	0,8...1,6	0,2...1,4	0...0,45	0...5
Значения параметров реальных соединений труб	0,35...1,2	0,25...1,2	50...100	3000...22000	0,6...1,1	0,4...1,2	0...0,45	0...3

Обозначения в таблице 3.1: $m_{тр}$ – масса бурильной трубы; m_m – масса муфты (ниппеля); h – демпфер; Q_3 – усилие предварительной затяжки, R_d – коэффициент эквивалентного вязкого трения, определяемый по формуле:

$$R_d = \frac{4F_{н.с.}}{\pi \cdot \omega \cdot x_{max}}; \quad (3.15)$$

где $F_{н.с.}$ – сила неупругого сопротивления, определяемая экспериментально по гистерезисным диаграммам, Н; ω – круговая

частота, определяемая длительностью импульса, c^{-1} ; x_{\max} – амплитуда относительного смещения (бурильной трубы относительно соединительного элемента), м.

Установлено, что при постоянных значениях жесткостей соединения ($C_k, C_m, C_{тр}$) и при увеличении усилия предварительной затяжки Q_3 , коэффициент потерь энергии импульса остается постоянным. При постоянной жесткости труб и соединительного элемента и при увеличении контактной жесткости витков резьбы эти потери снижаются.

В четвертой главе представлены результаты экспериментальных исследований изменения параметров силовых импульсов в процессе передачи по колоннам бурильных труб; приведён разработанный метод расчета передачи силовых импульсов в буровом инструменте.

Результаты исследований относительного изменения амплитуды, энергии и длительности ударных импульсов по мере распространения их вдоль колонны бурильных труб с ниппельными соединениями приведены на рисунке 4.1. Аналогичные графики были получены и для колонн бурильных труб с муфтовыми соединениями.

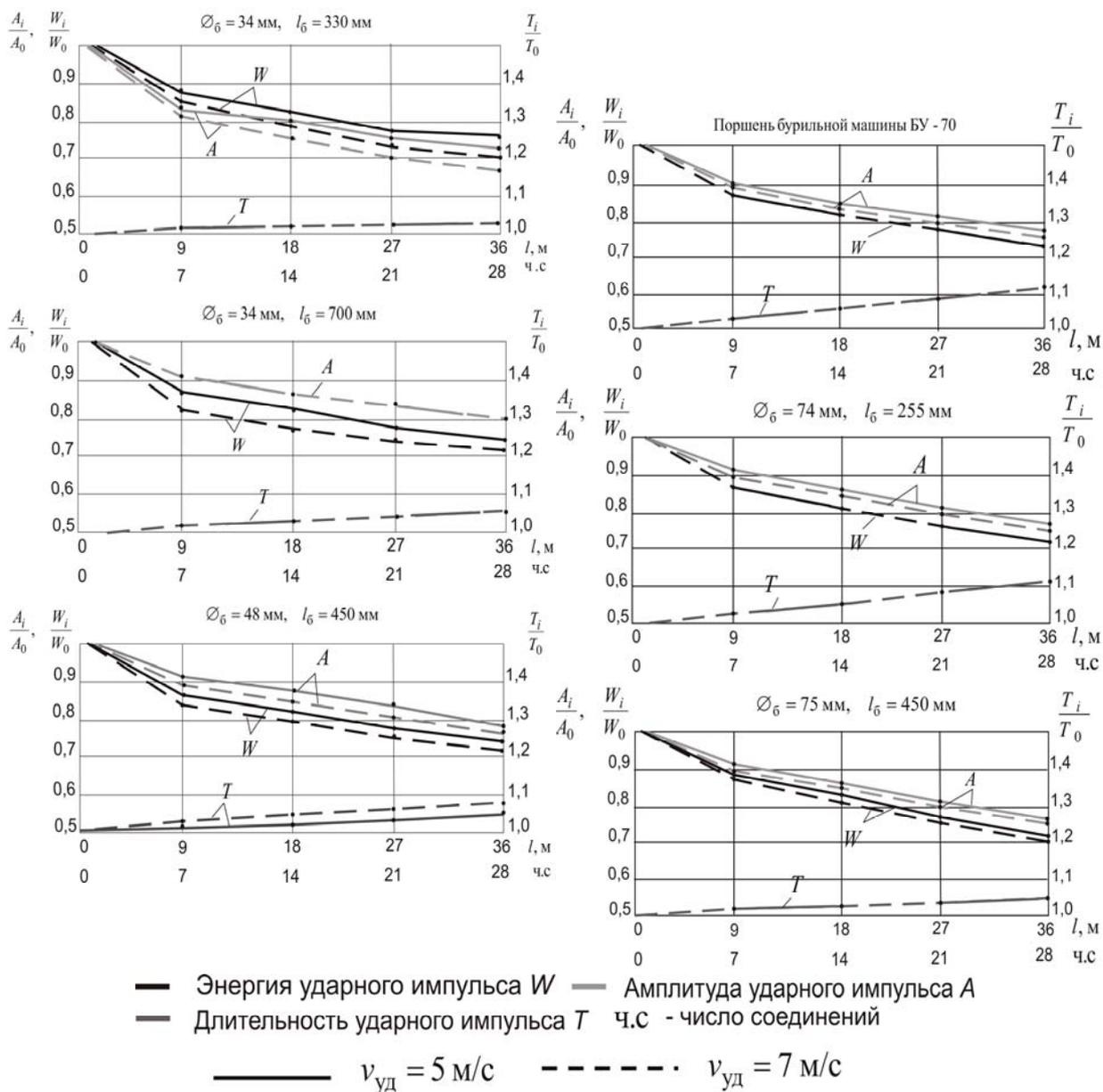
Из рис. 4.1 видно, что потери энергии силовых импульсов, сформированных различными бойками изменяются на глубине скважины 36 м в пределах 25...30 % от первоначальной величины.

Коэффициент передачи силовых импульсов по колонне труб диаметром 40 мм существенно изменялся в зависимости от массы и конструктивных параметров бойка. Максимальный коэффициент передачи энергии импульсов (80 %) отмечен при их формировании самым тяжелым бойком, минимальный коэффициент передачи энергии импульсов отмечен при нанесении ударов самым легким бойком (составил порядка 35 % от энергии импульса, зафиксированного в 1,5 м от начала колонны).

Предударная скорость бойка не оказывала существенного влияния на величину энергии и амплитуды силы.

Самый тяжелый боек из шести бойков (№ 6, табл. 2.2), принятых к проведению экспериментов, показывает примерно равный коэффициент передачи для муфтовой и ниппельной колонны труб. Отсутствие преимущества ниппельных соединений труб в этом случае можно объяснить высокими удельными нагрузками в ниппельном соединении.

Спектральный анализ полученных осциллограмм показывает, что чем больше длительность силового импульса, тем меньше в его спектре доля высокочастотных составляющих, а, следовательно, меньше относительные потери энергии импульсов при передаче их по составным бурильным трубам с муфтовыми соединениями. В то же время длительность силовых импульсов тем выше, чем больше длина бойка, его вес и ниже продольная жесткость колонны труб. Однако эти взаимосвязи можно наблюдать только при чисто упругих деформациях.



A_i, W_i, T_i и A_0, W_0, T_0 – текущие и начальные

Рис. 4.1. Изменение амплитуды A , энергии W , длительности T силового (ударного) импульса в колонне труб $\varnothing = 33,5 \text{ мм}$ с ниппелями, резьба КП 25×12

На основе анализа литературных данных и результатов проведенных автором экспериментальных исследований был разработан метод инженерного расчета параметров силовых импульсов, который позволяет определить необходимые параметры силового импульса в любой момент времени и любой координате бурового инструмента: коэффициенты прохождения и отражения импульса при прохождении через все типы встречающихся в буровом инструменте препятствий; спектры волны и

продольной силы в волне; частоту отсечки бурового инструмента; значение продольного смещения и продольной силы; энергию, переносимую гармоническими составляющими волны, а также полную энергию силового импульса. Разработанный метод расчета передачи силовых импульсов в буровом инструменте позволяет на стадии проектирования количественно оценить эффективность распространения силовых импульсов для конкретной конструкции колонны бурильных труб с относительной ошибкой не более 10 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе изложены результаты исследований волновых процессов в колонне бурильных труб при бурении скважин и разработан метод расчета передачи силовых импульсов по мере распространения их в колонне бурильных труб, что является существенным вкладом в решение задачи повышения качества техники бурения скважин малых диаметров.

На основании выполненных исследований были сделаны следующие выводы.

1. Буровой инструмент с точки зрения распространения продольных волн представляет собой фильтр низких частот с полосой пропускания, определяемой частотой отсечки.

2. Установлена зависимость передачи энергии импульса по участкам колонны бурильных труб постоянного сечения от частотных характеристик силовых импульсов и геометрических параметров труб: увеличение наружного радиуса и уменьшение относительной толщины стенки приводит к уменьшению частоты отсечки (запирания) бурового инструмента.

3. После прохождения силового импульса через резьбовое соединение бурильных труб последнее не возвращается полностью в исходное напряженное состояние из-за наличия сил неупругого сопротивления в резьбе.

4. Исследования зависимости средней силы неупругого сопротивления от величины приложенного крутящего момента для рассматриваемых соединений показали, что в муфтовых соединениях, с увеличением приложенных к ним крутящих моментов контактное давление и сила неупругого сопротивления постоянно возрастают; в ниппельном соединении после достижения определенного значения крутящего момента контактное давление и сила неупругого сопротивления в резьбе снижаются, что объясняется различным направлением поперечных деформаций резьбовых участков бурильных труб по отношению к соединительному элементу.

5. Анализ влияния характеристик жесткости резьбовых соединений показал, что для улучшения условий передачи энергии силового импульса через резьбовое соединение необходимо увеличивать жесткость резьбовых частей бурильных труб и контактов витков резьбы и снижать жесткость соединительного элемента.

6. К числу перспективных соединений бурильных труб можно отнести ниппельное, которое обеспечивает сравнительно высокий коэффициент передачи энергии силовых импульсов.

7. Экспериментальные исследования передачи силовых импульсов по трем колоннам бурильных труб, помещенным в искусственные скважины, показали, что скважины малого диаметра в породах средней твердости и выше можно эффективно бурить станками с ударными механизмами, расположенными вне скважины, поскольку разработанные к настоящему времени конструкции колонн бурильных труб позволяют передавать около 70 % энергии силовых импульсов от машин на забой 25...30 – метровых скважин.

8. Разработанный автором метод расчета передачи силовых импульсов в буровом инструменте позволяет на стадии проектирования количественно оценить эффективность передачи силовых импульсов для конкретной конструкции колонны бурильных труб с относительной ошибкой не более 10 % и принят к внедрению в ООО “Томская горнодобывающая компания” (г. Томск), что подтверждено соответствующим актом.

Основные результаты диссертационной работы изложены в следующих публикациях:

1. Ефремова Н.А., Саруев А.Л., Крец А.В. (Шадрина А.В.) Волны в вязкоупругих деформированных средах // Проблемы геологии и освоения недр: Труды II международной научной конференции студентов и аспирантов. – Томск, 1998. Ч. 2. С. 91 – 92.

2. Shadrina A.V., Saruev L.A. Analysis of energy loss on friction in carving connection of rods using of hysteresis diagrams // Наука и технология KORUS–2003: Материалы 7–го Корейско-Русского международного симпозиума. – Ульсан, 2003. – С. 118 – 122.

3. Саруев Л.А., Шадрина А.В. Распространение силовых импульсов по буровым штангам постоянного сечения // Динамика и прочность горных машин: Сборник трудов II международной конференции. – Новосибирск, 2003. – С. 64 – 69.

4. Саруев Л.А., Шадрина А.В. Распространение силовых импульсов через муфтовые соединения буровых штанг // Современные техника и технологии – 2003: Труды IX международной научно-практической конференции. – Томск, 2003. – С. 227– 228.

5. Саруев Л.А., Шадрина А.В. Динамическая модель резьбовых соединений буровых штанг и оценка потерь энергии при прохождении силовых импульсов // Современные техника и технологии – 2003: Труды IX

международной научно-практической конференции. – Томск, 2003. – С. 228 – 229.

6. Шадрина А.В. Методика эксплуатационной разведки ртутных месторождений бурением вееров скважин из подземных выработок // Проблемы геологии и освоения недр: Труды VII Международного научного симпозиума. – Томск, 2003. – С. 544 – 545.

7. Шадрина А.В. Распространение силовых импульсов по колоннам буровых штанг, помещенным в горизонтальные искусственные скважины // Проблемы геологии и освоения недр: Труды VII Международного научного симпозиума. – Томск, 2003. – С. 545 – 546.

8. Шадрина А.В. Исследование потерь энергии силового импульса в соединениях буровых штанг // Проблемы геологии и освоения недр: Труды VIII международного научного симпозиума. – Томск, 2004. – С. 681–682.

9. Шадрина А.В., Саруев Л.А. Экспериментальная оценка передачи энергии силовых импульсов по колоннам буровых штанг с использованием искусственных скважин // Проблемы научно-технического прогресса в бурении скважин: Сборник докладов международной научно-практической конференции, посвященной 50-летию кафедры бурения ИГНД ТПУ. – Томск: Изд-во ТПУ, 2004. – С. 207–211.

10. Shadrina A.V., Saruev L.A. Experimental researches methods and results of impact impulse parameters in real rods columns // Наука и технология KORUS–2005: Материалы 9-го Корейско–Русского международного симпозиума. – Новосибирск, 2005. – С. 525 – 527.

11. Шадрина А.В. Закономерности распространения силовых импульсов по колонне буровых штанг при ударно-вращательном бурении скважин // Наука и инновации XXI века: Материалы VI открытой окружной конференции молодых ученых. 24-25 ноября 2005. – Сургут: Изд-во СурГУ, 2005. – С. 92 – 93.

12. Шадрина А.В. Проблема передачи мощности выносных бурильных головок ударного действия по ставу штанг к породоразрушающему инструменту // Проблемы геологии и освоения недр: Труды IX Международного научного симпозиума студентов и молодых ученых. – Томск, 2005. – С. 573 – 575.

13. Саруев Л.А., Шадрина А.В. Результаты исследований передачи энергии ударных импульсов по колоннам штанг при бурении подземных скважин малого диаметра // Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири (СИБРЕСУРС – 12 – 2006): Сборник докладов 12 международной научно-практической конференции. – Тюмень, 2006. – С. 173 – 176.

14. Саруев Л.А., Шадрина А.В. Исследования распространения упругих волн в колонне буровых штанг при ударно-вращательном бурении скважин в лабораторных условиях // Известия Томского политехнического университета. – 2006. – № 6. – Т. 309. – С. 140 – 144.

15. Шадрина А.В. Силы упругого и неупругого сопротивления при циклическом нагружении резьбовых соединений штанг // Проблемы геологии и освоения недр: Труды X международного научного симпозиума. – Томск, 2006. – С. 488 – 490.

Шадрина Анастасия Викторовна

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ПРОЦЕССА
РАСПРОСТРАНЕНИЯ СИЛОВЫХ ИМПУЛЬСОВ
ПО КОЛОННЕ ТРУБ ПРИ БУРЕНИИ СКВАЖИН**

Автореферат

Подписано в печать _____ . Формат бумаги 60×84 1/16.

Печать RISO. Объем 1 усл. печ. л.

Тираж 100. Заказ _____.

Издательство Томского политехнического университета,
634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.