

На правах рукописи

Саруев Алексей Львович

**ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В РЕЗЬБОВЫХ
СОЕДИНЕНИЯХ ШТАНГ ПРИ ВРАЩАТЕЛЬНО-УДАРНОМ
СПОСОБЕ БУРЕНИЯ**

Специальность 01.02.06 - Динамика, прочность машин, приборов
и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Томск - 2005

Работа выполнена в Томском политехническом университете

Научный руководитель:	доктор технических наук, профессор Лукьянов В.Г.
Официальные оппоненты:	доктор технических наук, профессор Хорев И.Е. кандидат технических наук, доцент Гудимов С.Н.
Ведущая организация:	Восточный научно-исследовательский горнорудный институт (ОАО «ВостНИГРИ»), г. Новокузнецк

Защита состоится « 25 » мая 2005 г. в 15 часов на заседании диссертационного совета Д 212.269.01 при Томском политехническом университете по адресу: 634050, Томск, пр. Ленина, 30

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

Автореферат разослан « » апреля 2005 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Т.Г. Костюченко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время в России добывают подземным способом более 40% руд цветных и редких металлов. При этом для разведки и отбойки руд все чаще находят применение подземные скважины малого диаметра (40-70 мм). Сравнительный анализ различных способов бурения таких скважин в породах средней крепости и выше показал, что одним из эффективных является вращательно-ударный способ, при котором используются буровые установки с ударным узлом вне скважины. В этом случае энергия удара в виде волны деформации передается от машины по составным буровым штангам к породоразрушаемому инструменту.

Недостаточная работоспособность штанг и соединительных узлов приводит к необходимости увеличения производства и расхода буровой стали и вызывает большие потери времени на замену вышедших из строя штанг. В связи с этим необходимо такая конструкция соединительного узла, которая позволила бы увеличить работоспособность колонны штанг и повысить производительность труда при бурении скважин.

Для выбора рациональных параметров элементов соединений штанг необходима методика расчета максимальных напряжений, возникающих в них при одновременном нагружении става крутящим моментом, осевым усилием подачи и продольными ударами. Поэтому данная работа, направленная на изучение динамических процессов в резьбовых соединениях буровых штанг и разработку научно обоснованной методики расчета максимальных напряжений в них при вращательно-ударном бурении подземных скважин малого диаметра, весьма актуальна.

Цель работы - исследование динамических процессов и разработка методики расчета максимальных напряжений в элементах резьбовых соединений при вращательно-ударном способе бурения.

Методы исследований. Работа включает аналитические и экспериментальные исследования динамических процессов в резьбовых соединениях штанг. Аналитические исследования проведены на основе апробированных методов теории упругости и волновой теории удара. При выполнении экспериментальных работ применялся метод тензометрирования.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Аналитические выражения распространения силовых импульсов через резьбовые соединения буровых штанг, позволившие провести компьютерные исследования влияния параметров соединений на эффективность передачи импульсов по колонне штанг.

2. Разработанная методика экспериментальных исследований динамических процессов и напряжений в элементах соединений штанг при вращательно-ударном нагружении.

3. Деформации изгиба в штангах, муфтах или ниппелях возникают от продольной волны деформации сжатия, так как витки резьбы муфты и ниппеля раз-

гружаются ударным импульсом от статической осевой растягивающей нагрузки не одновременно по всей длине контактной линии сопряженных витков резьбы соединения штанг.

4. Вращательно-ударное нагружение резьбовых соединений штанг сопровождается процессом довинчивания, при котором происходит перераспределение напряжений, в частности, касательные напряжения в ниппелях снижаются в 3-4 раза по сравнению с напряжениями, создаваемыми в них только крутящим моментом и осевым усилием подачи этой же бурильной машины.

5. Разработанная на основе результатов исследований динамических процессов методика расчета максимальных напряжений в резьбовых соединениях штанг при вращательно-ударном бурении скважин малого диаметра, позволяет уже на стадии проектирования бурильной колонны оценить величину наибольшего эквивалентного напряжения в элементах соединений штанг.

Научная новизна:

1. Установлено, что основной причиной потерь энергии ударного импульса являются силы неупругого сопротивления, возникающие в процессе относительного смещения штанг и соединительных элементов при вращательно-ударном нагружении. Для улучшения условий передачи энергии силовых импульсов через резьбовое соединение необходимо увеличивать жесткость резьбовых частей штанг и контактов витков резьбы, снижать жесткость соединительного элемента.

2. Получены новые представления о динамике элементов резьбовых соединений штанг при одновременном действии крутящего момента, осевого усилия подачи и удара.

3. Разработана методика расчета максимальных напряжений в резьбовых соединениях штанг при вращательно-ударном бурении подземных скважин малого диаметра.

4. Построены номограммы, по которым можно выбирать параметры новых ударных узлов с учетом амплитуд напряжений сжатия в штанге при продольном ударе.

5. Обоснованы преимущества бурильных колонн с ниппельными соединениями по сравнению с муфтовыми.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций обусловлена использованием законов механики, апробированных методов теории упругости и волновой теории удара при анализе распространения деформации по бурильной колонне и подтверждается достаточным объемом экспериментов, выполненных с различными резьбовыми соединениями буровых штанг на оборудовании, укомплектованном современной аппаратурой, использованием статистических методов обработки опытных данных, воспроизводимостью их при повторных измерениях, удовлетворительной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Личный вклад автора. Автором полностью самостоятельно проведены теоретические исследования распространения силовых импульсов через резьбовые соединения буровых штанг, которые позволили выполнить компьютерные

исследования влияния основных параметров соединений на эффективность передачи энергии и амплитуды силовых импульсов по колоннам штанг и разработать рекомендации по их проектированию. Автором разработана методика и проведены экспериментальные исследования динамических процессов в элементах резьбовых соединений штанг. Проведен сравнительный анализ характера динамических напряжений при прохождении силовых импульсов через муфтовые и ниппельные соединения буровых штанг, принятые автором к экспериментальным исследованиям.

Лично автором разработана методика расчета максимальных напряжений в элементах резьбовых соединений штанг для вращательно-ударного бурения подземных скважин малого диаметра.

Практическая значимость результатов проведенных исследований.

1. Разработаны научно обоснованные рекомендации по проектированию рациональных параметров резьбовых участков штанг и соединительных элементов для вращательно-ударного бурения подземных скважин малого диаметра.

2. Построены номограммы для оценки влияния основных характеристик ударных узлов бурильных машин на величину амплитудных значений нормальных напряжений в буровых штангах.

3. Разработана методика расчета максимальных напряжений в элементах резьбовых соединений штанг для бурения скважин малого диаметра машинами с вращательно-ударным механизмом вне скважины.

Реализация результатов работы. Разработанная автором методика расчета максимальных напряжений в резьбовых соединениях штанг при вращательно-ударном способе бурения скважин малого диаметра внедрена в Томской горнодобывающей компании и в ООО «Горный инструмент» (г. Новокузнецк, Кемеровской области), что подтверждено соответствующими актами.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

II Международной научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых им. акад. М.А. Усова. «Проблемы геологии и освоения недр» - г. Томск, 1998;

Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Совершенствование методов поиска и разведки, технологии добычи и переработки полезных ископаемых». - г. Красноярск, 1999;

VI Международной научно-практической конференции «Перспективы развития горнодобывающей промышленности». - г. Новокузнецк, 1999;

III, IV, VIII Международном научном симпозиуме им. акад. М.А. Усова «Проблемы геологии и освоения недр». - г. Томск, 1999, 2000, 2004.

Региональной конференции геологов Сибири, Дальнего Востока и Северо-Востока России - г. Томск, 2000;

Международной научно-технической конференции «Проблемы научно-технического прогресса в бурении скважин». - Томск, 2004.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 20 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертация выполнена на 140 страницах набранного на компьютере текста. Она состоит из «Введения», 4 глав, «Заключения», списка использованной литературы из 138 наименований и содержит 58 рисунков, 4 таблицы и 2 приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении изложена актуальность темы и представлена общая характеристика диссертации. Сформулированы цель, научная новизна и практическая значимость работы.

В первой главе проведен анализ экспериментальных работ по изысканию рациональных способов бурения подземных скважин малого диаметра и применяемых конструкций резьбовых соединений штанг.

Научно обоснованное проектирование надежных резьбовых соединений может основываться лишь на результатах исследований законов распределения осевых сил и крутящих моментов по виткам резьбы. Широкое распространение в горном машиностроении получила резьба круглого, так называемого «веревочного» профиля, изучением особенностей которой занимались проф. Л.Т. Дворников и его ученики. В частности, было проведено сравнение контактных и поперечных деформаций в резьбовых соединениях буровых штанг при прохождении ударной волны. Отмечено превалирующее влияние контактной деформации витков по сравнению с поперечной деформацией резьбовых деталей.

Существенный вклад в исследование динамических процессов в колонне штанг при вращательно-ударном способе бурения подземных скважин малого диаметра внесли О.Д. Алимов, Е.В. Александров, В.Д. Андреев, А.И. Бажал, А.И. Белов, Ю.Д. Бессонов, В.Ф. Горбунов, С.Н. Гудимов, Л.Т. Дворников, И.Е. Ерофеев, К.И. Иванов, В.В. Каменский, Г.М. Кашкаров, Г.М. Крюков, В.К. Манжосов, Н.Ф. Медведев, А.Ф. Панамарчук, Г.Г. Попов, Г.С. Пучинян, С.Г. Пучинян, А.С. Сердечный, Б.Н. Серпенинов, А.П. Слистин, В.Б. Соколинский, И.Г. Шелковников, В.И. Чирьев, А.Г. Цуканов, Е.Ф. Эпштейн и др. За рубежом этими вопросами занимались Ф.К. Арндт, С. Такаока, К. Ферхарст, Г. Фишер, И. Хоукс, П. Чакраварти и др.

Исходя из аналитического обзора литературы были сформулированы следующие задачи работы:

1. Разработать методику экспериментальных исследований напряжений в элементах резьбовых соединений штанг при ударных нагрузках.
2. Провести анализ изменения статических напряжений сжатия-растяжения в элементах соединительных узлов при довинчивании их в процессе нанесения ударов и действия крутящего момента.
3. Исследовать касательные напряжения в элементах резьбовых соединений при нанесении ударов и действии крутящего момента.
4. Исследовать напряжения изгиба в резьбовых соединениях штанг при ударных нагрузках.

5. Разработать методику расчета максимальных напряжений в резьбовых соединениях штанг при вращательно-ударном способе бурения.

Во второй главе изложена методика экспериментальных исследований, где дан анализ методов измерения напряжений в соединениях буровых штанг, обоснован выбор измерительной аппаратуры для регистрации волн деформации, приведена методика и определение потерь энергии на трение при прохождении силовых импульсов через резьбовые соединения штанг.

Разнообразие факторов, влияющих на работу соединения, определяет сложность аналитического определения сил упругого и неупругого сопротивления при динамических нагрузках. Поэтому характер изменения указанных сил исследован при квазистатическом нагружении четырех типов соединений буровых штанг (табл. 1) на специальном стенде, который позволял снимать гистерезисные диаграммы. Проведены исследования силы неупругого сопротивления от величины приложенного крутящего момента.

Параметры штанг и соединительных элементов

Таблица 1

№ п/п	Тип соединения	Размеры муфт и ниппелей, мм		Размеры штанг, мм			Тип резьбы
		диаметр	длина	наружн. диам.	внутр. диам.	длина	
1	Ниппельное, А	25,5	122	33,5	24	1300	Круглая КП 25x12
2	Муфтовое, Б	42	120	32	8	1200	Круглая КП 31x12
3	Муфтовое, В	52	170	40	16	1000	Круглая КП 38x12
4	Муфтовое, Г	60	140	25	8	1600	Упорная КП 36x6

Экспериментами установлено, что при повышении крутящего момента интенсивность роста средней силы неупругого сопротивления $F_{н.с.}$ для соединений типа В и Г значительно выше, чем для соединений А и Б. В ниппельном соединении поперечная деформация резьбовых участков штанг направлена от соединительного элемента, а в муфтовых - к соединительному элементу, в результате чего контактное давление и $F_{н.с.}$ в резьбе ниппельного соединения после определенного значения крутящего момента снижаются, а в муфтовом соединении с увеличением приложенного к нему крутящего момента контактное давление и $F_{н.с.}$ постоянно возрастают. Упругие характеристики для рассматриваемых соединений, построенные по гистерезисным диаграммам, также существенно зависят от величины крутящего момента.

Изучено влияние крутящего момента на характер изменения контактной жесткости для четырех типов соединений буровых штанг.

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

В третьей главе приведены результаты исследований динамических процессов и напряжений в резьбовых соединениях штанг при вращательно-ударном способе бурения скважин малого диаметра.

Закономерности работы соединений буровых штанг и их влияние на передачу энергии силового импульса можно проанализировать на основе теоретического описания процесса прохождения импульса через муфтовое соединение (рис. 1).

Удар бойком по хвостовику става штанг равносителен приложению импульса $P(t)$ в сечении $x = 0$. Длина участка става l_1 (до муфты) и $L - l_2$ (после муфты) предполагается больше длины импульса $P(t)$, чтобы не учитывать влияние концов стержней на работу рассматриваемого соединения.

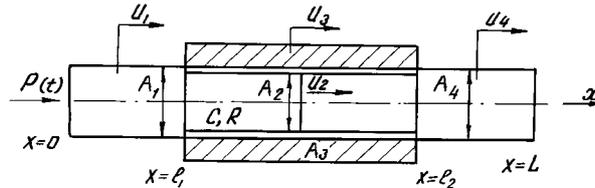


Рис. 1. Принципиальная схема передачи силового импульса через муфтовое соединение буровых штанг

Тогда изучение прохождения импульса через соединение буровых штанг можно свести к решению системы четырёх уравнений в частных производных второго порядка с соответствующими начальными и граничными условиями для каждого из четырех участков (элементов), на которые условно разделили соединение (рис. 1). При составлении уравнений примем следующие обозначения времени начала прохождения силового импульса через отдельные участки соединения штанг:

$t_1 = 0$ - начало приложения импульсной нагрузки $P(t)$ к торцу штанги в точке $x = 0$;

$t_2 = 0$ - начало передачи импульса в резьбовую часть штанг, расположенную внутри муфты;

$t_3 = 0$ - начало передачи импульса из штанги через контакты витков резьбы в муфту ($t_3 = t_2$);

$t_4 = 0$ - начало выхода импульса из соединения в ненарезанную часть второй штанги.

Уравнение для первой штанги от ударного торца до муфты:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial t_1^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x_1^2}; \quad 0 \leq x_1 \leq l_1; \quad a^2 = \frac{E}{\rho};$$

$$u_1(0, x_1) = 0; \quad \frac{\partial u_1}{\partial t} \Big|_{t_1=0} = 0; \quad -EA_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0} = P(t). \quad (1)$$

Уравнение для резьбовых частей штанг внутри муфты:

$$\frac{\partial^2 u_2}{\partial t_2^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial x_2^2} - \frac{C}{\rho A_2} (u_2 - u_3) - \frac{R}{\rho A_2} \left(\frac{\partial u_2}{\partial t_2} - \frac{\partial u_3}{\partial t_2} \right);$$

$$0 \leq x_2 \leq l_2;$$

$$u_2 \Big|_{t_2=0} = 0; \quad \frac{\partial u_2}{\partial t_2} \Big|_{t_2=0} = 0; \quad -EA_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=0} = EA_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=l_1}. \quad (2)$$

Уравнение для муфты:

$$\frac{\partial^2 u_3}{\partial t_2^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_3}{\partial x_2^2} - \frac{C}{\rho A_3} (u_2 - u_3) + \frac{R}{\rho A_3} \left(\frac{\partial u_2}{\partial t_2} - \frac{\partial u_3}{\partial t_2} \right);$$

$$0 \leq x_2 \leq l_2;$$

$$u_3 \Big|_{t_2=0} = 0; \quad \frac{\partial u_3}{\partial t_2} \Big|_{t_2=0} = 0; \quad \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \Big|_{x_2=0} = 0; \quad \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \Big|_{x_2=l_2} = 0. \quad (3)$$

Уравнение для части второй штанги, расположенной после соединения:

$$\frac{\partial^2 u_4}{\partial t_4^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_4}{\partial x_4^2}; \quad x_4 \geq 0;$$

$$u_4 \Big|_{t_4=0} = 0; \quad \frac{\partial u_4}{\partial t_4} \Big|_{t_4=0} = 0; \quad -EA_4 \frac{\partial u_4}{\partial x_4} \Big|_{x_4=0} = EA_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=l_2}. \quad (4)$$

В приведенных выше уравнениях использовались обозначения:

u_1, u_2, u_3, u_4 - смещения сечений (участков) штанг и муфты;

A_1, A_2, A_3, A_4 - площади поперечных сечений участков штанг и муфты;

a и ρ - соответственно скорость звука и плотность материала штанги и муфты;

C - жесткость взаимодействия «штанга - муфта», рассчитанная на единицу длины;

R - эквивалентный коэффициент вязкого трения, рассчитанный на единицу длины.

Для решения уравнений использовано преобразование Лапласа.

В результате получено выражение для определения форм и численных значений параметров силового импульса на выходе из соединения штанг

$$P_{\text{вых}}(t) = 0 \quad \text{при} \quad 0 \leq t \leq \frac{l_2}{a}; \quad \text{и при} \quad t \geq \frac{l_2}{a}$$

$$P_{\text{вых}}(t) = \left(\frac{A_2}{A_2 + A_3} + \frac{A_3 e^{-\frac{l_2 h_1}{a}}}{A_2 + A_3} \right) P_{\text{вх}} \left(t - \frac{l_2}{a} \right) - \frac{A_3}{A_2 + A_3} \times$$

$$\times \frac{l_2 h_2}{a} \int P_{\text{вх}}(t - \tau) e^{-h_1 \tau} \frac{J_1 \left(h_2 \sqrt{t^2 - \frac{l_2^2}{a^2}} \right)}{\sqrt{t^2 - \frac{l_2^2}{a^2}}} dt, \quad (5)$$

где $J_1(z) = \sum_{k=0}^{\infty} (-1)^k \frac{\left(\frac{z}{2}\right)^{2k+1}}{k! \Gamma(k+2)}$ - функция Бесселя первого рода.

Энергия силового импульса определяется при этом по известной формуле

$$W_{\text{им}} = \frac{a}{EA} \int_0^{t_{\text{им}}} P_{\text{вых}}^2(t) dt.$$

Полученные аналитические зависимости позволили провести компьютерные исследования влияния параметров резьбовых соединений на эффективность передачи силовых импульсов по колонне буровых штанг. Разработанная с этой целью программа приведена в диссертации.

Значения эквивалентного коэффициента вязкого трения и коэффициента жесткости взаимодействия «штанга-муфта», рассчитанные на единицу длины, были определены экспериментально на основе полученных на специальном стенде упруго-демпфирующих характеристик резьбовых соединений буровых штанг.

Прохождение ударного импульса через соединение вызывает последовательное снятие нагрузки в контактах витков круглой резьбы K_1 , K_2 , K_3 и т. д. (рис. 2,а). При этом силовой импульс раскладывается на изменение сил, действующих на штангу и на соединительный элемент (муфту). Причем, сумма абсолютного изменения этих сил равна силе импульса $P_{\text{вх}} = P_1 + P_2$ (рис. 2,б). Деформация штанги увеличивается на величину $\Delta \delta_1$, а деформация муфты уменьшается на эту же величину $\Delta \delta_2 = \Delta \delta_1 = \Delta \delta$ относительно первоначальной деформации от действия крутящего момента.

В момент прохождения силового импульса через соединение резьбовая часть штанги получает дополнительное усилие сжатия P_1 , которое равно

$$P_1 = \Delta \delta_1 C_1, \quad (6)$$

а сила, действующая на муфту, уменьшается на величину

$$\text{Можно записать} \quad P_2 = \Delta \delta_2 C_2. \quad (7)$$

$$\frac{P_1}{C_1} = \frac{P_2}{C_2}$$

или

$$\frac{P_{y0} - P_2}{C_1} = \frac{P_2}{C_2}$$

Откуда

$$P_{y0} = P_2 \left(\frac{C_1}{C_2} + 1 \right) \quad (8)$$

Условием полного освобождения муфты от усилия предварительной затяжки является равенство $P_2 = Q_3$.

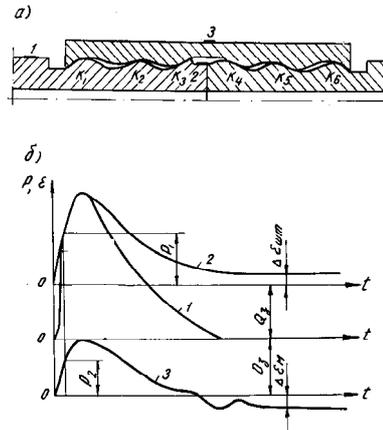


Рис. 2. Осциллограммы силовых импульсов в резьбовом соединении штанг:
а) места наклейки тензорезисторов (1, 2 и 3) на деталях соединения;
б) осциллограммы, зафиксированные тензорезисторами:

1 - в штанге до резьбовой части, P_{y0} ;

2 - у торца штанги, P_1 ;

3 - в средней части муфты, P_2 .

$\square \epsilon_{шт}$ и $\square \epsilon_{м}$ - увеличение деформации резьбовой части штанги и муфты в процессе довинчивания и действия сил неупругого сопротивления

Следовательно, для полного освобождения соединительного элемента от усилия затяжки необходимо, чтобы максимальное усилие в ударном импульсе было

$$P_{y0} \geq Q_3 \left(\frac{C_1}{C_2} + 1 \right) \quad (9)$$

Необходимо отметить, что после прохождения ударного импульса через резьбовое соединение штанг, последнее не возвращается полностью в исходное

напряженное состояние из-за наличия сил неупругого сопротивления в витках резьбы и процесса довинчивания в момент прохождения импульсов.

Как показали экспериментальные исследования, статическая составляющая усилия в резьбовой части штанг увеличивается пропорционально амплитуде ударного импульса и приложенному к соединению крутящему моменту, а динамическая составляющая в резьбовой части штанг уменьшается. Причем, после прохождения примерно 30 силовых импульсов процесс довинчивания прекращается.

При несоосном расположении торцевых поверхностей бойка и хвостовика става буровых штанг во время удара возникают напряжения изгиба. Нецентральный удар происходит из-за технических недостатков, связанных с неточностью изготовления торцов хвостовика и поршня, с износом поршневой пары, хвостовика и зажимного патрона, а также рядом других причин, вызывающих кинематические зазоры в сопряжении двух деталей.

Известно, что напряжения изгиба оказываются наиболее опасными в начале става штанг. Последнее объясняется тем, что импульсы изгиба распространяются медленнее импульсов сжатия, соответственно скорость их распространения в материале штанг составляет 3000 м/с и 5100 м/с. Это значит, что импульс изгиба действует одновременно с импульсом сжатия на одни и те же сечения штанг и их соединений лишь на первых метрах става штанг.

Установлено, что напряжения изгиба в ниппеле, муфте и штангах возникают также от продольной волны напряжения сжатия, т. е. виток резьбы ниппеля или муфты разгружается ударным импульсом сжатия от осевой растягивающей нагрузки не одновременно по всей длине контакта винтовой линии. Этот вывод подтверждается осциллограммами, снятыми в различных точках по длине става штанг.

Опытами установлено, что усилие подачи практически не влияет на величину напряжения изгиба в элементах резьбовых соединений штанг при нецентральной ударе бойка по хвостовику. Усилие подачи влияет лишь на величину статических напряжений изгиба, возникающих в результате потери устойчивости става в скважине, увеличения числа и сокращения длины полуволн изгиба става.

Эксперименты показали, что напряжения изгиба в ниппеле и муфте с круглым и упорным профилями резьбы с повышением скорости удара бойка по ставу штанг линейно увеличиваются (рис. 3).

Пунктирными линиями на рис. 3 показаны расчетные зависимости напряжений изгиба.

При расчете на прочность соединений буровых штанг важно знать, как изменяются касательные напряжения в элементах соединений при одновременном действии крутящего момента, усилия подачи и ударных импульсов.

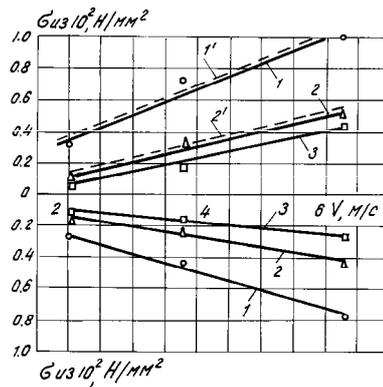


Рис. 3. Зависимости напряжений изгиба в ниппеле (1) и муфтах с круглыми (2) и упорными профилями резьбы от предупредной скорости бойка

Уменьшение касательных напряжений в ниппеле и муфте при нанесении удара бойка по штанге объясняется тем, что при прохождении силового импульса сжатия через соединительный узел, витки ниппеля или муфты разгружаются от статической осевой силы. В этот момент в сечениях ниппеля и муфты касательные напряжения уменьшаются на определенную величину. В рассматриваемый момент времени происходит довинчивание штанг, в результате чего увеличиваются статические контактные нагрузки в торцах соединяемых штанг и доля передаваемого через них внешнего крутящего момента. Поэтому внешний крутящий момент той же самой величины после прохождения ударного импульса сжатия через соединительный узел не может довести статические касательные напряжения в ниппеле и муфте до первоначальной величины. В резьбовой части штанги касательные напряжения увеличиваются за счет увеличения момента трения, возникающего на торцах штанг от дополнительной осевой силы, вызванной действием ударной нагрузки и внешнего крутящего момента.

На рис. 4,а показаны осциллограммы касательных напряжений в ниппеле, возникающих при одиночных продольных ударах бойка по штанге. Эти осциллограммы записаны при различных скоростях удара и крутящем моменте, равном $196 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Видно, что сечения ниппеля разгружаются от статических касательных напряжений в момент прохождения силового импульса сжатия через соединительный узел при различных скоростях удара бойка на различную величину.

На рис. 4,б показаны осциллограммы касательных напряжений в ниппеле, возникающих при нанесении серии единичных ударов бойка по штанге с постоянной скоростью $5,1 \text{ м/с}$ и крутящем моменте, равном $196 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При нанесении серии ударов бойком по штанге с постоянной скоростью статические касательные напряжения уменьшаются. Примерно через 5 ударов с тензорезисторов по-

ступает сигнал на экран электронного осциллографа в виде прямой линии (рис. 4 б). Это говорит о том, что ниппель при прохождении нескольких ударных импульсов сжатия через соединительный узел разгрузился от статических касательных напряжений на определенную величину, в данном случае касательные напряжения снизились в 3 раза.

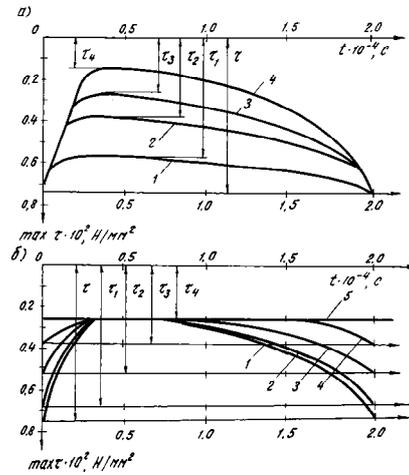


Рис. 4. Осциллограммы касательных напряжений, возникающих в ниппеле при одновременном действии постоянного крутящего момента

$T = 196 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и нанесения ударов:

- а) одиночные удары: 1, 2, 3 и 4 - соответственно $V_{y0} = 2,8; 3,8; 5,1$ и $5,9 \text{ м/с}$;
 б) серия единичных ударов при одной предупредной скорости бойка $V_{y0} = 5,1 \text{ м/с}$

В четвертой главе приведена методика расчета максимальных напряжений в элементах соединений штанг при вращательно-ударном способе бурения.

Методика разработана на основе анализа литературных данных и результатов проведенных автором конкретных исследований напряжений в различных резьбовых соединениях штанг.

При вращательно-ударном способе бурения в штангах и в их резьбовых соединениях возникают нормальные и касательные напряжения, а так же напряжения изгиба.

Амплитудные значения нормальных напряжений в буровых штангах при продольных ударах любым многоступенчатым бойком можно определить по формуле Ф. К. Арндта. Например, для бойка двухступенчатой цилиндрической формы

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{2} \left[1 + g_1 + (1 - g_1^2) g_2 \right] \frac{V_0}{a_{\text{ум}}} E_{\text{ум}} ; \quad (10)$$

$$g_1 = \frac{A_{1\sigma} - A_{um}}{A_{1\sigma} + A_{um}}; \quad (11)$$

$$g_2 = \frac{A_{2\sigma} - A_{1\sigma}}{A_{2\sigma} + A_{1\sigma}}; \quad (12)$$

В приведенных зависимостях:

$A_{1\sigma}$ - сечение первой ступени бойка, мм²;

A_{um} - сечение штанги, мм²;

$A_{2\sigma}$ - сечение второй ступени бойка, мм²;

V_{σ} - предупредная скорость бойка, м/с;

a_{um} - скорость звука в материале штанги, м/с;

E_{um} - модуль упругости материала штанги, Н/мм².

В том случае, если предупредная скорость бойка неизвестна, например, при проектировании новых ударных узлов, формулу Ф. К. Арндта можно привести к виду

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{2K_1 P_0 A_y S_{\sigma}}{m_{\sigma}}} [1 + g_1 + (1 - g_1^2) g_2], \quad (13)$$

где P_0 - давление сжатого воздуха в сети, Н/мм²;

A_y - сечение полости ствола ударного узла, мм²;

S_{σ} - ход бойка, мм;

m_{σ} - масса бойка, кг;

K_1 - коэффициент потерь энергии, учитывавший степень наполнения цилиндра сжатым воздухом, механические потери, а также изменение температуры сжатого воздуха при оптимальных режимах работы пневматического ударного узла, который для приближенных расчетов можно принимать 0,5-0,55.

Для упрощения расчетов параметров новых пневматических ударных узлов и максимальных напряжений сжатия, создаваемых ими в буровых штангах, построены номограммы.

Для расчета на прочность элементов резьбовых соединений необходимо знать максимальные напряжения, действующие в соединительном узле. При нанесении ударов и постоянном действии крутящего момента происходит довинчивание штанг, в результате чего изменяются напряжения в соединительном узле, что раньше в расчетах на прочность элементов резьбовых соединений не учитывалось.

Известно, что разрушение резьбовых участков буровых штанг и соединительных элементов при вращательно-ударном нагружении чаще всего носит усталостный характер. Поэтому наибольшее расчетное значение эквивалентного напряжения не должно превышать допускаемого напряжения $[\sigma]$, определяемо-

го как частное от деления предела выносливости σ_R на нормируемый коэффициент запаса прочности $[n]$

$$\sigma_{\text{экв. max}} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_R}{[n]}.$$

Наиболее опасным является симметричный цикл нагружения, при котором $\sigma_R = \sigma_{-1}$. Эмпирические формулы для зависимости между пределом выносливости σ_{-1} и пределом прочности σ_B приведены в справочной литературе. В частности, при $\sigma_B < 800$ МПа (углеродистая сталь) и $\sigma_B < 1200$ МПа (легированная сталь) рекомендуется определять предел выносливости σ_{-1} по эмпирической формуле $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + 70\sqrt{b^2 - 4ac}$.

Ориентировочные коэффициенты нормируемого запаса прочности $[n]$ принимают с учетом условий изготовления деталей и качества расчета: достоверность данных о нагрузках и напряжениях, соответствие расчетной схемы действительному распределению нагрузок и т. д. На практике значения коэффициента запаса прочности намечают на основании опыта конструирования, доводки и эксплуатации деталей.

Разработанная методика расчета позволяет уже на стадии проектирования буровой колонны определить величину максимальных напряжений в элементах муфтовых и ниппельных соединений штанг при вращательно-ударном бурении скважин малого диаметра (40-70 мм) в зависимости от энергетических параметров ударного узла, крутящего момента и усилия подачи на забой, создаваемых буровой установкой.

Заключение

В работе изложены результаты исследований динамических процессов в резьбовых соединениях штанг и разработана научно обоснованная методика их расчета для вращательно-ударного способа бурения скважин малого диаметра, что является существенным вкладом в решение задачи повышения качества техники бурения в горнодобывающей промышленности.

Основные научные и практические результаты заключаются в следующем:

1. Полученные на основе волновой теории удара теоретические зависимости позволили провести компьютерные исследования влияния параметров резьбовых соединений на эффективность передачи силовых импульсов по колонне буровых штанг. Установлено, что основной причиной потерь энергии импульсов являются силы неупругого сопротивления, возникающие при относительном смещении штанг и соединительных элементов. Для повышения коэффициента передачи амплитуды силы и энергии импульсов необходимо принимать минимально возможное значение жесткости соединительного элемента (муфты или

ниппеля), увеличивать жесткость резьбовой части штанг и контактную жесткость резьбового соединения.

2. Разработана методика и проведены экспериментальные исследования динамических процессов в различных современных резьбовых соединениях штанг при вращательно-ударном нагружении, которые не только подтвердили изложенные в диссертации теоретические предпосылки и расчеты, но и позволили провести анализ существенных изменений напряженного состояния элементов резьбовых соединений после прохождения через них серии импульсов и одновременно действия внешнего крутящего момента и осевого усилия подачи бурового инструмента на забой скважины.

3. Установлено, что бурение скважин вращательно-ударным способом сопровождается процессом довинчивания в резьбовых соединениях штанг, в результате чего увеличиваются статические нормальные напряжения в элементах соединений, а касательные напряжения в соединительных элементах снижаются в 3-4 раза по сравнению с напряжениями, создаваемыми в них только крутящим моментом и осевым усилием подачи той же буровой машины.

4. Расчет амплитудных значений волн напряжений изгиба в элементах соединений со стандартными параметрами круглой резьбы, принятой для буровых штанг, можно вести по формуле С. Такаока, заменив в ней числовой коэффициент с 0,26-0,42 на 0,12-0,14.

5. Построены номограммы, по которым удобно выбирать параметры новых ударных узлов с учетом амплитуд напряжений сжатия, формируемых в штанге при продольном ударе бойка.

6. Разработанная на основе результатов исследований динамических процессов методика расчета максимальных напряжений в резьбовых соединениях штанг при вращательно-ударном способе бурения позволяет уже на стадии проектирования буровой колонны оценить величину наибольших эквивалентных напряжений в элементах соединений штанг.

7. При разработке новых соединительных узлов целесообразно, чтобы жесткость буровых штанг была в 1,5-1,6 раза больше жесткости соединительных элементов. Ниппель и муфту необходимо изготавливать без буртиков. На каждой половине ниппеля (муфты) целесообразно нарезать 3-4 витка резьбы.

8. Разработанная автором методика расчета максимальных напряжений в резьбовых соединениях штанг при вращательно-ударном способе бурения скважин малого диаметра внедрена в Томской горнодобывающей компании и в ООО «Горный инструмент» (г. Новокузнецк, Кемеровской области), что подтверждено соответствующими актами.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах:

1. Саруев А.Л., Ефремова Н.А., Крец В.Г. Волны в вязкоупругих деформированных средах. Проблемы геологии и освоения недр: Материалы докладов Второй Международной научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых им. акад. М.А. Усова. - Томск: НТЛ, 1998. - С. 91-92.

2. Саруев А.Л. Результаты экспериментальных исследований передачи силовых импульсов по ставам буровых штанг. Совершенствование методов поиска и разведки, технологии добычи и переработки полезных ископаемых: Тез. докл. Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. КГАЦМиЗ. - Красноярск: КГАЦМиЗ, 1999. - С. 31.

3. Саруев А.Л., Саруев Л.А., Лукьянов В.Г. Создание и производственные испытания ниппельного става штанг малого диаметра для вращательно-ударного бурения веера скважин из подземных выработок. Материалы докладов Шестой Международной научно-практической конференции «Перспективы развития горнодобывающей промышленности» 26-27 мая 1999. - Новокузнецк: СибГИУ, 1999. - С. 197-199.

4. Саруев А.Л., Лукьянов В.Г. Сравнительная оценка работоспособности соединений буровых штанг при вращательно-ударном нагружении. Проблемы научно-технического прогресса в бурении геолого-разведочных скважин: Тез. докл. Всероссийской научно-технической конференции. - Томск: ИПФ ТПУ, 1999. - С. 46-47.

5. Саруев А.Л., Лукьянов В.Г. Исследование потерь энергии на трение в резьбовых соединениях буровых штанг с помощью гистерезисных диаграмм. Проблемы научно-технического прогресса в бурении геологоразведочных скважин: Тез. докл. Всероссийской научно-технической конференции. - Томск: ИПФ ТПУ, 1999. - С. 56-57.

6. Саруев А.Л., Ли Хэн Шу. Разработка и создание новых гидроперфораторов и става штанг для бурения веера скважин малого диаметра из подземных выработок. Проблемы геологии и освоения недр. Труды Третьего Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: ИПФ ТПУ, 1999. - С. 304-305.

7. Саруев А.Л., Бойченко А.А., Егоров В.В. Бурение пород с пульсирующей подачей инструмента. Проблемы геологии и освоения недр: Труды Третьего Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: ИПФ ТПУ, 1999. - С. 298-299.

8. Саруев А.Л., Егоров В.В., Дворецкий Д.М. Анализ передачи импульсов по ставам буровых штанг. Проблемы геологии и освоения недр: Труды Третьего Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: ИПФ ТПУ, 1999. - С. 300.

9. Саруев А.Л., Пицюра А.Г., Дворецкий Д.М. Вращательно-ударное бурение нисходящих скважин малого диаметра. Проблемы геологии и освоения недр: Труды Третьего Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: ИПФ ТПУ, 1999. - С. 307-308.

10. Саруев А.Л., Ли Хэн Шу. Результаты математического моделирования процесса передачи силовых импульсов через резьбовые соединения буровых штанг. Проблемы геологии и освоения недр: Труды Третьего Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: ИПФ ТПУ, 1999. - С. 308-309.

11. Саруев А.Л., Королев В.А., Лазарев Д.Ф. Исследование касательных напряжений в резьбовых соединениях штанг при вращательно-ударном бурении разведочных скважин. Проблемы геологии и освоения недр: Труды Четвертого Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: НЛТ, 2000. - С. 429.
12. Саруев А.Л., Москвин И.П., Петреченко Р.Ф., Сравнительный анализ эффективности муфтового и ниппельного соединений штанг при вращательно-ударном бурении веера скважин малого диаметра. Проблемы геологии и освоения недр: Труды Четвертого Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: НЛТ, 2000. - С. 434.
13. Саруев А.Л. Анализ нагрузок на элементы резьбовых соединений штанг при вращательно-ударном бурении разведочных скважин из подземных выработок. Проблемы геологии и освоения недр: Труды Четвертого Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: НЛТ, 2000. - С. 436-437.
14. Саруев А.Л. Исследование напряжений изгиба в резьбовых соединениях штанг в процессе вращательно-ударного бурения скважин. Проблемы геологии и освоения недр: Труды Четвертого Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: НЛТ, 2000. - С. 437.
15. Саруев А.Л., Лукьянов В.Г. Совершенствование методики детальной разведки ртутных месторождений бурением вееров скважин из горизонтальных выработок. Материалы региональной конференции геологов Сибири, Дальнего Востока и Северо-Востока России. Том 1. Томск: ПЦ «Гала Пресс», 2000. - С. 473-474.
16. Саруев А.Л., Лукьянов В.Г. О рациональных типах соединений буровых штанг. Материалы региональной конференции геологов Сибири, Дальнего Востока и Северо-Востока России. Том 1. Томск: ПУ «Гала Пресс», 2000. - С. 474.
17. Саруев А.Л. Энергозатраты на трение в резьбовых соединениях буровых штанг. Материалы региональной конференции геологов Сибири, Дальнего Востока и Северо-Востока России. Том 1. Томск: ПЦ «Гала Пресс», 2000. - С. 490.
18. Саруев А.Л. Методика расчета максимальных напряжений в резьбовых соединениях штанг при вращательно-ударном бурении подземных геологоразведочных скважин малого диаметра. Проблемы научно-технического прогресса в бурении скважин: Сб. докл. Международной научно-технической конференции. - Томск: ТПУ, - 2004. - С. 204-206.
19. Саруев А.Л. Анализ процесса довинчивания и нормальных напряжений в резьбовых соединениях буровых штанг при действии крутящего момента и ударных нагрузок. Проблемы геологии и освоения недр: Труды Восьмого Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: ТПУ, - 2004. - С. 679-680.
20. Саруев А.Л. Экспериментальные исследования напряжений изгиба в соединениях буровых штанг при вращательно-ударном бурении. Проблемы геологии и освоения недр: Труды Восьмого Международного научного симпозиума им. акад. М.А. Усова. - Томск: ТПУ, - 2004. - С. 680-681.