

**ИНЖЕНЕРНАЯ АКАДЕМИЯ КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ НАН КР
ЖАЛАЛ-АБАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

А. АШИРАЛИЕВ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ
ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ
ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ
БУРОВЫХ АГРЕГАТОВ**

Издательство "Илим"
БИШКЕК • 2002

ВВЕДЕНИЕ

Многие технологические процессы в горнодобывающей отрасли, геологоразведке, строительстве, машиностроении и других отраслях производства невозможно осуществлять без разрушения твердых горных пород и искусственных материалов и, в частности без применения буровзрывной технологии. Самой энергоемкой и трудоемкой работой при применении буровзрывной технологии является бурение шпуров и скважин, которое осуществляется с помощью различных буровых агрегатов.

Понятие "буровой агрегат" сформировалось в нашей стране в конце 60-х годов в связи с появлением мобильных средств бурения с автономными источниками питания, которые выполняли самостоятельную функцию в составе комплекса горнопроходческой техники. С этого момента это понятие используется наравне с такими как: "бурильная машина", "буровая каретка", "бурильная установка", "буровое устройство", "буровой агрегат".

Структурно буровой агрегат состоит из следующих основных элементов (рис. 1): 1 — бурильная машина; 2 — манипулятор; 3 — маслостанция; 4 — шасси; 5 — привод для передвижения.

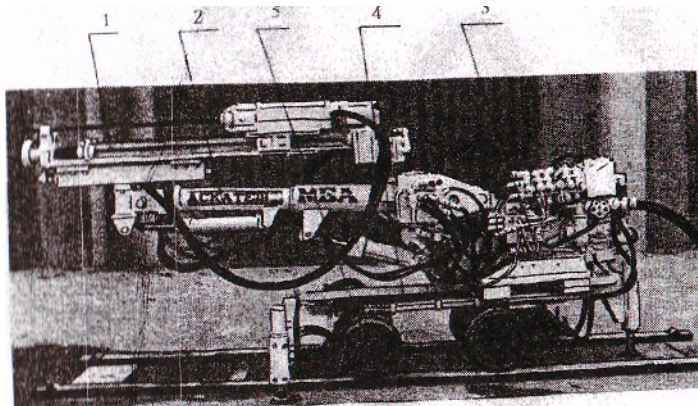


Рис. 1. Общий вид бурового агрегата.

Каждый из этих узлов выполняет определенную функцию с целью обеспечения рациональных режимов работы всей бурильной машины.

Под бурильной машиной понимается совокупность следующих деталей и узлов (рис. 2): 1 - буровой инструмент; 2 - подающий механизм; 3 - бурильный механизм, состоящий из механизма вращения бурового инструмента и ударного узла.

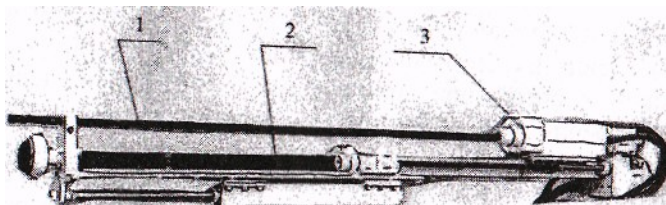


Рис. 2. Общий вид бурильной машины.

В работе рассматриваются методические основы выбора параметров и характеристик именно подающего механизма.

Подающий механизм предназначен для перемещения бурового инструмента по мере разрушения забоя шпура или скважины с рациональным усилием и скоростью подачи.

При проведении теоретических и экспериментальных исследований сделано допущение, что шасси и манипулятор бурового агрегата создают условия, при которых балка подающего механизма работает по схеме, показанной на рис. 3. То есть балку подающего механизма можно рассматривать как жесткую классическую балку на двух опорах. Это позволяет передать буровому инструменту с минимальными потерями мощности, выработанные механизмом вращения, ударным узлом и самим подающим механизмом.

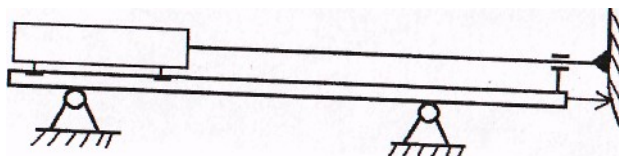


Рис. 3. К анализу расчетной схемы подающего механизма.

Рациональным режимом бурения считается режим, когда энергоемкость разрушения горной породы или строительного материала минимальна, а работа, совершаемая буровым инструментом максимальна. При обеспечении рациональных режимов бурения и правильности подбора параметров буровых инструментов минимальная удельная энергоемкость не зависит от способа бурения [5]. Рассматриваются следующие способы бурения:

- ударно-поворотный;
- вращательный;
- вращательно-ударный.

Физическая сущность данных способов бурения подробно раскрыт в работах [1-8, 15].

В данной работе проведен анализ объемов буровых работ, которые предполагается осуществлять в Кыргызстане в ближайшей перспективе, с целью определения направлений создания буровых агрегатов. Обобщены результаты научно-исследовательских работ по подающим механизмам буровых агрегатов и впервые разработаны методические основы обоснованного выбора параметров и характеристик подающих механизмов, удовлетворяющих различным требованиям условий эксплуатации.

Особое внимание уделяется исследованию механических характеристик подающих механизмов, которые в основном и обуславливают возможности обеспечения рациональных режимов бурения для тех или других условий. Впервые введены понятия "идеальная" и "реальная" механические характеристики подающих механизмов и предложены оригинальные методы их построения и сравнения. Предложена методика сопоставления и сравнения "идеальных" и "реальных" механических характеристик, которая дает разработчику возможность подобрать наиболее подходящие приводные двигатели механизма подачи с точки зрения обеспечения рациональных режимов бурения для конкретных условий.

Отмечено, что потребляемая подающим механизмом мощность хотя и составляет незначительную часть полной мощности бурового агрегата, характеристика подающего механизма является определяющей при выборе рациональных режимов бурения.

Выявлены закономерности влияния характеристик подающего механизма на интегральный показатель бурового агрегата - его производительность.

Практика показала, что не менее важным является выбор конструктивных схем, частных конструктивных элементов подающего механизма, которые в отдельных случаях существенно влияют на функциональные и технологические возможности бурового агрегата в целом. Поэтому разработана методика сравнительного анализа конструктивных параметров подающих механизмов, которая дает возможность обоснованного выбора из нескольких видов подающих механизмов наиболее подходящего для конкретных условий эксплуатации. Впервые сделана попытка рассмотреть с единых методических позиций выбор параметров подающих механизмом буровых агрегатов различного принципа действия и вида.

Практика эксплуатации разработанных с участием автора буровых агрегатов подтвердила правильность научных выводов, сделанных по результатам проведенных исследований, приведенных в данной монографии.

В связи с появлением новых ударных механизмов, принципиально отличающихся от существующих (например, ударные механизмы на базе механизмов переменной структуры, имеющие динамические характеристики, отличающиеся от традиционных ударных механизмов), многие задачи и предлагаемые методы выбора параметров и характеристик подающих механизмов могут быть усовершенствованы или требовать дополнительной проработки.

Исследования, представленные в данной монографии проводились в Научно-инженерном центре «Импульс» Академии наук Кыргызской Республики (ныне Институт машиноведения НАН КР) под руководством академика О.Д.Алимова, затем продолжились в Инженерной академии КР и Жалал-Абадском государственном университете при создании целого ряда буровых агрегатов, предназначенных для камнедобычи, проходки подземных выработок, разработке открытых горных выработок, строительных и дорожно – ремонтных работ.

Результаты научно – исследовательских и экспериментальных работ представленные в данной монографии, получены совместно с сотрудниками Института машиноведения НАН КР, Инженерной академии КР и кафедры механики Жалал-Абадского государственного университета. Автор выражает им признательность, ибо благодаря сотрудничеству с ними стало возможным появление данной работы.

Автор особо признателен рецензентам: профессору В.Э.Еремьянцу и доценту Т.Т.Каримбаеву за ценные критические замечания, которые несомненно улучшили содержание данной работы.

I. ОБЪЕМЫ БУРОВЫХ РАБОТ И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ БУРОВЫХ АГРЕГАТОВ

1.1. Предпосылки к созданию буровых агрегатов с расширенными функциональными возможностями

Кыргызская Республика располагает огромными запасами полезных ископаемых, значительные объемы которых находятся в месторождениях, сложенных крепкими горными породами с коэф-фициентом крепости $f = 6$ единиц и выше по шкале проф. М.М. Протодяконова. Для проведения геологоразведочных работ с целью определения запасов полезных ископаемых и рациональных схем их разработки, подготовки месторождения для промышленной эксплуатации и для осуществления собственно добычи, требуется техника для разрушения крепких горных пород.

Современная практика показывает, что эффективными способами разрушения крепких горных пород являются буровзрывная отбойка при проходке подземных выработок и добыче руд, буроклиновое отделение блоков при добыче ценных строительных и декоративных камней.

Известно, что бурение шпуров является одной из наиболее трудоемких и энергоемких операций. Так, по данным [16, 18] бурение шпуров и скважин составляет 25-40% от общих трудовых затрат на все работы производственного цикла. При этом 55-60% стоимости всех проходческих работ при буровзрывном способе приходится на долю буровых работ. Доля энергозатрат на бурение шпуров и скважин составляет до 40% потребляемой энергии за один технологический цикл буровзрывной технологии.

По данным [10], ежегодные объемы буримых шпуров и скважин по крепким и выше средней крепости породам в республиках бывшего СССР составлял около 20 млн. шпурометров. Из них около 10% приходилось на долю предприятий Кыргызстана.

Предполагается, что в связи с интенсивным освоением месторождений полезных ископаемых республики и началом строительства железных, автомобильных дорог и гидротехнических сооружений в горных районах, объемы буровых работ в республике могут увеличиться в десятки раз. Во столько же раз увеличиваются объемы трудо- и энергозатрат, требуемых для проведения этих работ. В связи с этим, для научно-исследовательских учреждений Кыргызстана, занимающихся горным, горнодобывающим направлениями, одной из актуальных проблем является создание высокоэффективных бурильных машин и агрегатов, обеспечивающих высокую производительность бурения при минимально возможных энергозатратах. Для решения конкретных вопросов данной проблемы в 1980-1990-х гг. проведено множество исследовательских работ, анализ которых показывает, что эти исследования проводились по следующим крупным направлениям:

Создание универсальных машин, обеспечивающих рациональные режимы бурения с различными, адаптируемыми характеристиками в зависимости от физико-механических свойств буримых пород.

Создание специальных машин, обеспечивающих рациональные режимы бурения для горных пород конкретного месторождения. Создание таких машин требует глубокого изучения физико-механических свойств горных пород данного месторождения путем исследования динамики взаимодействия бурильной машины и обрабатываемой средой с использованием методов математического моделирования.

Создание принципиально новых бурильных механизмов, имеющих высокие коэффициенты полезного действия по сравнению с существующими машинами.

По первому направлению проведено множество научно-исследовательских работ, по результатам которых создан ряд универсальных буровых агрегатов, обеспечивающих рациональные режимы бурения в широком диапазоне физико-механических свойств горных пород [2, 5]. Но практика показала, что создание и содержание таких универсальных буровых агрегатов не всегда приносит ожидаемый эффект, вследствие их низкой надежности и дороговизны.

Второе и третье направления изучены недостаточно, но на наш взгляд, являются более перспективными. Поэтому, проведение научно-исследовательских работ по этим двум направлениям для условий Кыргызстана является весьма актуальным. Для республики наиболее эффективным является создание более дешевых специализированных машин с рациональными характеристиками для горных пород определенного месторождения. Такие характеристики должны определяться путем исследования динамики взаимодействия бурильной машины с обрабатываемой средой на основе построения математических моделей. В перспективе должно быть создание новых типов машин, имеющих более высокий коэффициент полезного действия и имеющих меньшую себестоимость изготовления.

Для решения задач второго направления бурильную машину необходимо рассматривать как систему кинематически, гидравлически (пневматически) взаимосвязанных механизмов во взаимодействии с обрабатываемыми горными породами, имеющими различные физико-механические свойства. Следовательно, необходимо составить систему уравнений движения бурового инструмента, учитывающих названные выше условия, и решать их с применением ЭВМ для определения рациональных режимов бурения для конкретного вида горных пород данного месторождения.

Экспериментальные исследования внутренних процессов ручных бурильных перфораторов, более мощных буровых агрегатов и закономерности их взаимодействия с обрабатываемой средой приведены в работах [3, 4, 5]. В этих работах даны результаты глубоких экспериментальных исследований по разрушению крепких и средней

крепости пород буровыми инструментами и сделаны рекомендации об областях применения различных способов бурения.

Первые попытки обобщения теоретических исследований динамики бурильных машин с использованием математического моделирования были сделаны в работах [1, 19, 20]. В результате исследований разработаны математические модели некоторых типов бурильных машин и установлен ряд закономерностей динамики ишимодействия бурильной машины и горной породы.

Более глубокие теоретические исследования, включающие составление математических моделей элементов бурильной машины, динамики их взаимодействия, как между собой, так и с обрабатываемой средой, с использованием ЭВМ проведены в работах [1, 19]. Решение задач второго направления должно базироваться на результатах этих исследований и их развитии.

Третье направление требует разработки машин и механизмов нового принципа действия. Одними из таких машин можно считать ударные и вращательно-ударные машины на основе механизмов переменной структуры, конструкции которых разработаны в Институте машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР. Особенностью ударных узлов на базе механизмов переменной структуры является простота их конструкции и технологичность изготовления, т.к. в этих конструкциях отсутствуют высокоточные пары "поршень-гильза", имеющиеся в гидравлических и пневматических бурильных машинах. Данные механизмы имеют более высокий коэффициент полезного действия в связи с непосредственным преобразованием энергии без промежуточных элементов.

В настоящее время на базе механизмов переменной структуры созданы опытные образцы ударных механизмов ручных отбойных молотков, которые в перспективе могут эффективно использоваться при разработке новых бурильных молотков и даже более мощных механизмов, применяемых при создании буровых агрегатов. Таким образом, для удовлетворения требований возрастающих объемов буровых работ, научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы должны проводиться по трем направлениям:

обоснование параметров и создание универсальных буровых агрегатов с широкими возможностями регулирования характеристик в зависимости от физико-механических свойств горных пород; изучение динамики процесса взаимодействия бурового агрегата с обрабатываемой средой, определение рациональных режимов бурения и создание специальных буровых агрегатов, удовлетворяющих требованиям физико-механических свойств горных пород конкретного месторождения полезных ископаемых или месту проведения буро взрывных работ;

создание бурильных машин нового принципа действия, обладающих высоким кпд, и не имеющих в конструкции элементов, требующих высокоточных обрабатывающих операций в процессе их изготовления.

1.2. Современное состояние и перспективы буровых работ

В соответствии с планом развития народного хозяйства стран бывшего СССР на рудниках, в геологоразведочных и других организациях ежегодно проводили около 650 км горизонтальных горных выработок. По данным [2] для удовлетворения растущих потребностей к началу третьего тысячелетия предполагалось увеличить ежегодные объемы проходки только горизонтальных выработок приблизительно в 1,5 раза. Реальные объемы, возможно, были меньше из-за спада экономики СССР и его распада к концу второго тысячелетия.

Из данных среднегодовых объемов горнопроходческих работ по отраслям и геологоразведочных работ по республикам бывшего СССР (11, 16] (табл. 1, 2) видно, что основные объемы горизонтальных выработок приходились на долю предприятий системы геологоразведки и добычи цветных металлов - 85,8% от общего объема. Были значительны объемы проходок горизонтальных выработок и на горнорудных предприятиях Кыргызстана (табл. 3) [10, 11, 16]. Предполагается, что такая тенденция распределения объемов и видов проходки подземных горных выработок будет иметь место в горнодобывающей и горно-строительной отрасли нашей страны.

Таблица 1

Объемы проходки подземных выработок по отраслям

Наименование параметров	Распределение объемов по отраслям							
	всего по странам СССР		геологоразведочные работы		добыча цветного металла		добыча угля	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Среднегодовая протяженность проходимых выработок 1980 г.	км	%	км	%	км	%	км	%
	642,3	100	284,4	44,3	266,5	41,5	91,4	14,2
Предполагаемая средне-годовая протяженность выработок к началу 2000 г. и их распределение по крепости пород (f)	963,4	100	426,7	44,3	400,2	41,5	137,1	14,2

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
---	---	---	---	---	---	---	---	---

ДО 6		6,5					н.д.	н.д.
6-12		44		45		43	«	«
12-16		42,5		45		40	«	«
св. 16						10	«	«
Распределение выработок по площади сечения, м2	963,4	100	426,7	44,3	400,2	41,5	137,1	14,2
до 5		1,77		16		-	н.д.	н.д.
5,0-6,4				80		19,3	«	«
6,4-10		60,3				40,7	«	«
св. 10		22		-		40	«	«

Таблица 2
Объемы проходки подземных выработок геологоразведки

Организации республик бывшего СССР	Среднегодовая плановая протяженность выработок к 1980 г.		Предполагаемая среднегодовая протяженность выработок к началу 2000 г.
	км	%	км
Мингео СССР	284,5	100	427
Мингео РСФСР	90,3	31,7	136
Мингео Казахской ССР	23,9	8,4	36
Мингео Узбекской ССР	40,4	14,2	61
Управление геологии Грузинской ССР	11,9	4,9	18
Управление геологии Киргизской ССР	27,9	9,8	42
Управление геологии Таджикской ССР	19,9	7,0	30
Остальные республики	48,8	17,1	70
Организация союзного подчинения	21,4	6,9	32

Таблица 3
Объемы проходки выработок малых сечений в Кыргызской Республике

Отрасли	Распределение объемов					Суммарные среднегодовые объемы основных шпуров, тыс. м/год	Суммарные среднегодовые объемы анкерных шпуров, тыс. м /год
	общий объем, км/год	площадь сечения, м2	%от общего объема	крепость (f)	%от общего объема		
Геолого-разведка	30	до 0,5	12,0	12-16	34	-	
		5,0-6,4	87	Св.16	66	767	10
Гидротехнические тоннели юиисли	12	9,9	10,3	12-16	40	700	14
		21,2	59,7	16-20	38		
		св.22	30,3	до 12	22		

Хайдар-Канский-ртутныйкомбинат	9	5,0-6,4	90	10-12	4	230	3
		св. 6,4	10	12-16	78		
				св. 16	18		
Кадимджайский сурьямной КОМбинат.	6	до 5,5	56	до 8	18	153	2
		5,5-6,5	27	8-12	25		
		св. 6,5	17	12-16	57		
	57	до 5,0	6,3	до 12	10	1,85 млн.	29
Всего по Кыргызстану		5,0-6,4	66,0	12-16	41,2		
		св. 6,4	27,7	св. 16	48,8		

Расчеты показывают, что если считать средние сечения горизонтальных выработок равными 12 м и продвижение за цикл буровзрывных работ -2м (для этого в среднем необходимо пробурить 25 шпуров, с общей глубиной 50 м), то ежегодные объемы пробуриваемых шпуров превышают 16 млн. м. Кроме этого проводятся значительные объемы буровых работ для карьеров, строительства дорог, транспортных туннелей и других инженерных сооружений.

Приведенные данные показывают, что более 85% буровых работ проводятся по породам средней крепости и крепким с коэффициентами крепости $f = 6-16$ (здесь и далее коэффициенты приводятся по шкале проф. М.М. Протодяконова). Такое распределение объемов работ по крепости пород, где преобладающим остается буровзрывной способ отбойки пород от массивов, обуславливает актуальность задач, связанных с совершенствованием и созданием высокопроизводительной проходческой техники, в том числе и буровых агрегатов способных обеспечить эффективное разрушение пород в широком диапазоне крепости.

В практике рудников цветной металлургии около 50% закрепленных выработок имеют так называемые облегченные виды крепей (набрызг-бетонная, анкерная и комбинированная, включающие анкеры как основной несущий элемент крепи). Такие виды крепей являются более прогрессивными и экономичными. В перспективе намечается увеличение объемов применения прогрессивных типов крепей с анкерными несущими элементами во всех отраслях горной промышленности (табл. 4) [11, 16].

Таблица 4
Среднегодовые объемы крепления горных выработок

Виды крепей	В геологии		Минцветмет		Шахто-строитель-ные организации, %
	всего, км	%	всего, км	%	
Всего от общего объема	113,8	40	119,9	45	92
Деревянная рамная крепь	96,7	85	39,5	33	-
Комбинированная крепь	2,3	2,0	24,2	20,3	55,3
Анкерная крепь	11,4	10	21,4	17,8	24,6
Монолитно-бетонная крепь	-	-	15,3	12,3	16,5
Набрызг-бетонная крепь	3,6	3	12,6	10,5	-
Металлическая крепь	-	-	6,7	5,6	3,6

Для выполнения указанных объемов работ по креплению выработок с применением анкерных крепей только в системах бывших Минцветмета и Мингеологии СССР, необходимо пробуривать около 1 млн. погонных метров анкерных шпуров в год.

В связи со строительством новых горнорудных предприятий, а также горных автомобильных и железных дорог, объемы бурения шпуров и скважин для инженерных целей в Кыргызстане становятся также сопоставимыми с объемами, достигнутым и в СССР.

Таким образом, ежегодно в странах бывшего СССР, проходило, около 650 км подземных горизонтальных выработок в основном буровзрывным способом. Преобладающими являлись выработки, проходимые по породам средней крепости и крепким. Проведение такого объема подземных выработок требовало бурения около 20 млн.

погонных метров шпуров в год для взрывной отбойки и около 1 млн. погонных метров шпуров - для инженерных целей. Можно предположить, что в ближайшем будущем объемы буровых работ в Кыргызстане станут сопоставимыми с указанными объемами буровых работ, выполнение которых не представляется возможным без создания высокопроизводительных, энергосберегающих буровых агрегатов.

1.3. Производительность буровых агрегатов

Качество бурового агрегата, в первую очередь, оценивается его интегральным показателем - производительностью бурения. Различают эксплуатационную и техническую производительность буровых агрегатов.

Эксплуатационная производительность в шпурометрах, как правило, определяется за общее время работы (обычно за смену) с учетом времени на подготовительные и заключительные операции и различного рода простои по организационным и техническим причинам.

Основной составляющей эксплуатационной производительности является техническая производительность, которая показывает, сколько метров шпуров может быть пробурено за 1 час времени в типичных эксплуатационных условиях.

$$Q_T = 60 / \left[\left(\frac{1}{K_0 \cdot n \cdot V_B} + \frac{1}{K_0 \cdot n \cdot V_{OX}} \right) + T_k + T_{MAN} \right],$$

где Q_T - производительность бурения, шп. м/час;

V_B - механическая скорость бурения, м/мин;

V_{OX} - скорость отвода бурильного механизма, м/мин;

T_{MAN} - время, затрачиваемое на настройку бурильной машины, отнесенное к 1 м шпура (T_{MAN} = от 0,25 до 0,5 мин [18]);

T_k — время, затрачиваемое на замену коронок, отнесенное к 1 м шпура (T_k = 0,1 [18]);

K_0 - коэффициент, учитывающий одновременность работы машин, $K_0 = 1$ для одномашинных, $K_0 = 0,7$ для двухмашинных буровых агрегатов [18];

n - число одновременно буримых шпуров.

Исследованиями [10,18] установлено, что затраты времени на процесс чистого бурения, в основном, зависят от совершенства конструкций манипулятора, бурильного и подающего механизмов агрегата. В данном разделе работы рассматривается процесс чистого бурения и влияние параметров подающего, бурильного механизма на техническую производительность бурения.

На рис. 4 представлена зависимость производительности бурения от механической скорости бурения и скорости отвода бурильной машины назад для одномашинного бурового агрегата.

Производительность бурения Q , м/час

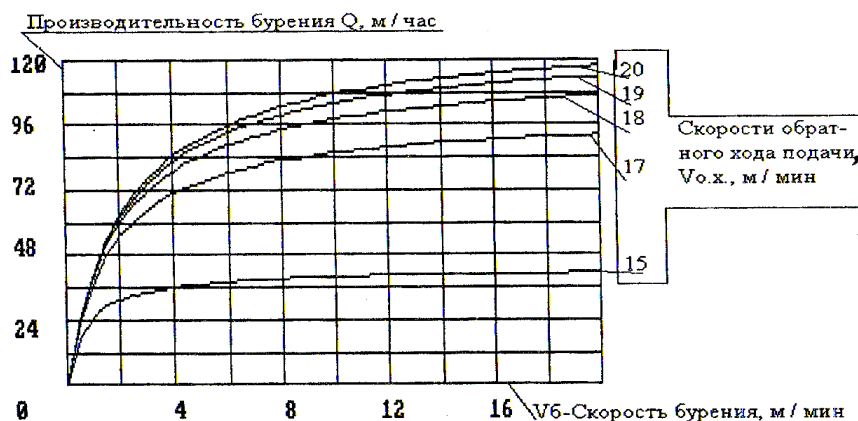


Рис. 4. Зависимость производительности бурения Q , одномашинного бурового агрегата от скорости бурения V_B и скорости обратного хода подачи V_{OX} .

Как видно, наибольший прирост технической производительности бурения, достигается при обеспечении механической скорости бурения, $V_{от}$ 1, 0 до 3, 5 м/мин. Дальнейшее увеличение механической скорости бурения. Следовательно, с точки зрения повышения технической производительности, рациональным является достижение механической скорости бурения от 1, 0 до 3, 5 м/мин.

Механическая скорость бурения зависит от многих факторов, таких как: крепость пород, мощность бурильной машины, геометрические параметры и тип бурового инструмента, рациональное распределение мощностей между ударным узлом, механизмом вращения инструмента и подающим механизмом бурового агрегата, а также динамики их взаимодействия в зависимости от физико-механических свойств буримых горных

пород.

Следует обратить внимание на то, что скорости обратного хода подач, $V_{\text{об}}$, развиваемые подающим механизмом сильно влияют на производительность бурового агрегата. Так, при изменении скорости отвода бурового агрегата от 15 до 17 м/мин, производительность одномашинного бурового агрегата изменяется в пределах от 36 до 72 м/час-т.е. вдвое (при скорости бурения 3,5 м/мин), а увеличение скорости отвода бурильного механизма более 20 м/мин, - не дает существенного роста производительности бурения. Следовательно, рациональной является скорость отвода бурильного механизма от 17 до 20 м / мин.

1.4. Роли подающего механизма в эффективном использовании мощности бурового агрегата

В работе [2] были намечены несколько проблем совершенствования буровых агрегатов с учетом требования той или иной технологии. Согласно данным [2], одним из путей решения этой проблемы являются изыскание новых и совершенствование существующих способов и технических средств для преобразования и передачи энергии от энергогенераторов через трансмиссии буровых агрегатов к разрушаемому забою, с целью увеличения передаваемой мощности и уменьшения ее потерь в узлах бурового агрегата.

В данном разделе работы проведен анализ источников потребления энергии с целью рационализации режимов их работы. Поэтому вводятся понятия "исходная установленная мощность бурового агрегата" и "активные мощности", участвующие в процессе разрушения горных пород, которые дают возможность оценить эффективность затраченной энергии и КПД того или другого узла бурового агрегата.

Анализ параметров существующих в мировой практике буровых агрегатов для бурения шпуров в крепких породах показывает, что их выходная суммарная мощность для обеспечения бурения колеблется в пределах от 20 до 86 кВт [12, 16, 29]. Структурная схема расходования этой мощности различными механизмами бурового агрегата приведена на рис. 5.

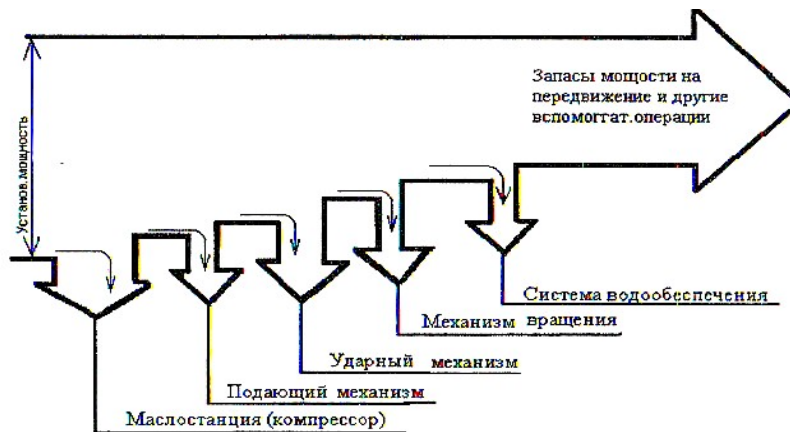


Рис. 5. К анализу расхода мощности механизмами бурового агрегата.

Из рис. 5 видно, что в процессе бурения активно работают 5 механизмов, поэтому следует проанализировать потребление мощности гидростанцией, подающим механизмом, механизмом вращения, ударным узлом и системой водообеспечения для промывки шпуров.

Известно, что для разрушения крепких горных пород требуются значительные затраты энергии. Теоретические основы и экспериментальные способы определения энергозатрат на разрушение горных пород в процессе бурения приведены в работах [3, 4, 6, 10, 11]. В них рассматриваются энергетические затраты только на процесс разрушения, т.е. энергия, подводимая к буровому инструменту и работа, совершаемая этой энергией.

В процессе бурения к буровому инструменту подводится энергия от трех механизмов: подающего механизма, механизма вращения и ударного узла (рис. 6).

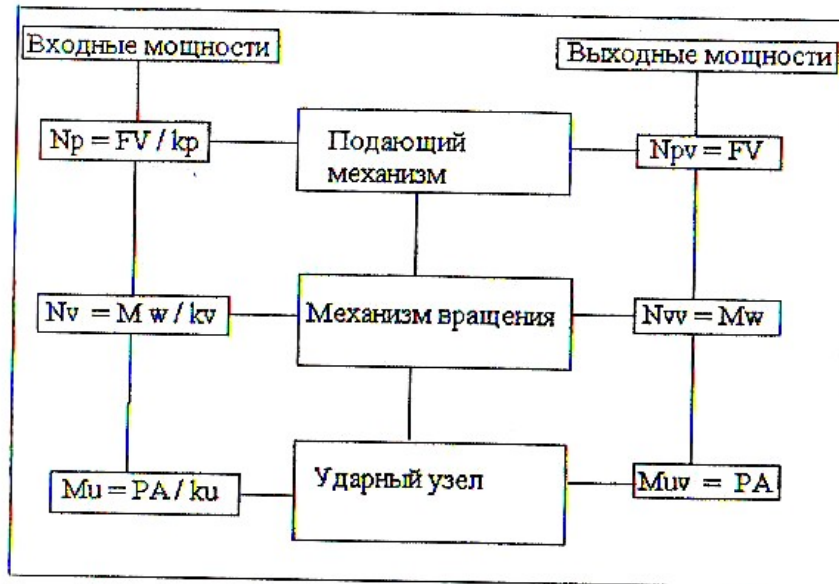


Рис. 6. К анализу затрат мощности

Выходная мощность этих узлов определяется из следующих выражений:

$$\begin{aligned} N_{pm} &= FV, \text{ Вт,} \\ N_{vm} &= M w, \text{ Вт,} \\ N_{um} &= PA, \text{ Вт,} \end{aligned}$$

где N_{pm} - мощность, развиваемая подающим механизмом;

N_{vm} - мощность, развиваемая механизмом вращения;

N_{um} - мощность, развиваемая ударным узлом;

F - усилие подачи, Н;

V - скорость бурения, М/с;

M - момент крутящий, НМ;

w - угловая скорость вращения инструмента, с⁻¹, $w = \pi n / 30$,

где n - частота вращения бурового инструмента, об/мин; P - энергия удара, Дж; A - частота ударов, Гц.

Анализ характеристик современных буровых агрегатов показывает, что согласно данным [5, 21], подающими механизмами буровых агрегатов в процессе бурения развиваются усилия подачи (F) от 4 до 20 кН. Предельные значения обеспечиваемых скоростей бурения (V) в мягких породах достигают 7, а в крепких породах - от 0,3 до 2,0 м/мин. Следовательно, подающими механизмами современных буровых агрегатов в процессе бурения развивается мощность (M_p) от 0,02 до 2,0 кВт.

Согласно данным [12], крутящие моменты, развиваемые вращательными механизмами буровых агрегатов, составляют от 100 до 3000 Нм, а необходимые скорости вращения - от 0,1 до 3,0 сек⁻¹. Следовательно, мощности затрачиваемые механизмом вращения в процессе бурения составляют от 0,1 до 9,0 кВт, что 4,5 раза больше мощности подающего механизма.

Исследованиями [12] установлено, что энергия удара (P) ударных узлов бурильных механизмов составляют от 70 до 350 Дж, а частота ударов (A) - от 30 до 70 Гц. Следовательно, в процессе бурения ударными узлами развиваются мощности от 4,5 до 24 кВт. Суммарная выходная мощность этих трех механизмов составляет от 4,6 до 35 кВт.

Из рис. 6 видно, что для обеспечения требуемых выходных мощностей к приводам этих трех механизмов подводятся значительно большие мощности, которые можно определить из следующих выражений:

$$N_p = FV / k_p, \text{ Вт,}$$

$$N_v = Mw / k_v, \text{ Вт,}$$

$$N_u = PA / k_u, \text{ Вт,}$$

где k_p , k_v , k_u - коэффициенты полезного действия подающего механизма, механизма вращения и ударного узла соответственно.

Если принять во внимание, что КПД каждого из этих трех механизмов может колебаться от 0,2 до 0,7, то входная мощность каждого составит:

подающего механизма - от 0,1 до 3,0 кВт;

механизма вращения - от 0,5 до 13 кВт;

ударного узла - от 20 до 35 кВт;

суммарная мощность трех механизмов - от 20 до 50 кВт.

То есть мощности, потребляемые этими механизмами, составляют около 60 % выходной мощности бурового агрегата, предусмотренной для бурения.

Мощность, необходимая для работы этих механизмов обеспечивается маслостанцией бурового агрегата, следовательно, ее мощность определяется суммарной мощностью подающего, вращательного механизмов и ударного узла с учетом потерь мощности в самой маслостанции и в гидросистеме агрегата:

$$N_s = (N_p + N_v + N_u) / j,$$

где N_s - мощность маслостанции;

j - кпд маслостанции и гидросистемы.

Известно [14], что кпд гидравлических машин не превышают 0,6, поэтому можно сделать вывод, что мощность маслостанции современных одномашинных буровых агрегатов колеблется от 30 до 60 кВт,

Скорость бурения также зависит от качества очистки шпура от буровой мелочи, которая при водяной промывке шпура обеспечивается системой водообеспечения бурового агрегата. Мощность, затрачиваемая на промывку шпура, также является активной, участвующей в процессе бурения. Мощность, затрачиваемую на промывку можно определить из следующего выражения:

$$N_a = Q_a P_a / k_a ,$$

где N_a - мощность системы водоснабжения, Вт;

Q_a - расход промывочной жидкости, м³ ;

P_a - давление промывочной жидкости, Па;

k_a - кпд системы водообеспечения для промывки.

По данным [25] давление промывочной жидкости в буровых агрегатах составляет от 0,2 до 0,5 МПа, а расходы жидкости - от 0,005 до 0,015 м³/ мин. Следовательно, выходная мощность промывочной жидкости составляет от 1 до 7,5 кВт.

Таким образом, в процессе бурения одномашинными буровыми агрегатами может расходоваться от 30 до 70 кВт, что составляет до 81% от их установленной мощности. Эффективность использования этой мощности зависит от правильно подобранных режимов бурения, т.е., подводимая мощность будет использована эффективно, если подающий механизм обеспечивает характеристики в рациональных зонах.

Для каждого из типов бурильных машин существуют характерные закономерности обеспечения рациональных режимов бурения. Для машин ударно-поворотного действия зависимость скорости бурения (V_b) от усилия подачи (F_n) для одномашинного бурового агрегата имеет характер, приведенный на рис. 7, б.

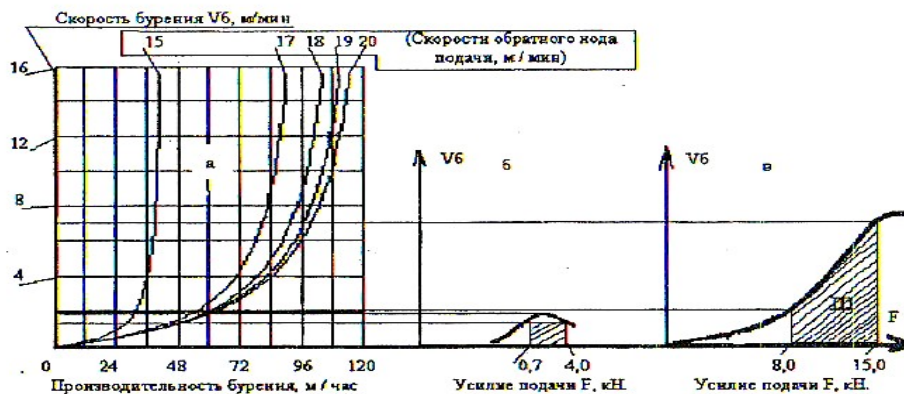


Рис. 7. К анализу влияния параметров подающего механизма на производительность бурового агрегата:

а - зависимость производительности бурения p от скорости бурения V_b ; б, в - зависимость скорости бурения V_b от усилия подачи P (б - для ударно-поворотного, в - для вращательного и вращательно-ударного способов бурения). Подающий механизм бурового агрегата при ударно-поворотном режиме бурения должен обеспечить характер изменения усилия подачи, соответствующий характеру кривой в заштрихованной зоне. Значения F_{max} и F_{min} можно определить по рекомендациям [3, 4, 5]. Из рис. 7 б видно, что если значение усилия подачи не находится в заштрихованной зоне, то происходит резкое падение производительности бурения. Например, при уменьшении усилия подачи от 2 до 0,7 кН, производительность бурения одномашинного бурового агрегата падает соответственно от 60 до 40 м/час. Это доказывает справедливость предположения о существенной роли механической характеристики подающего механизма в подборе режимов бурения и повышении эффективности использования мощностей механизмов бурового агрегата.

Для вращательного и вращательно-ударного способов бурения согласно исследованиям [5] характер зависимости скорости бурения от усилия подачи имеет вид, приведенный на рис. 7 в. То есть, первоначально с увеличением усилия подачи скорость бурения увеличивается незначительно (зоны перемалывания), затем с начала III зоны происходит пропорциональный рост механической скорости бурения с ростом усилия подачи и далее начинает убывать из-за интенсивного износа бурового инструмента. В зоне III контактные напряжения превышают предел прочности породы на вдавливание, и происходит объемное разрушение горной породы.

Зона III является зоной оптимальных усилий подачи, где обеспечиваются рациональные режимы во вращательном и вращательно-ударном способах бурения. Подающий механизм таких буровых агрегатов должен обеспечить характер изменения усилия подачи именно в зоне III. Значение минимального усилия подачи (в данном случае $F_{min} = 0,8$ кН) определяется по рекомендациям [5].

Видно, что если значение усилия подачи не находится в заштрихованной зоне III, то происходит резкое изменение производительности бурения. Например, при уменьшении усилия подачи от 15 до 8 кН, производительность падает соответственно от 96 до 50 м/час, что также доказывает правильность предложения о существенной роли механической характеристики подающего механизма в подборе режимов бурения и повышении эффективности использования мощностей механизмов.

Таким образом, мы определили закономерности изменения производительности в зависимости от усилий,

создаваемых подающими механизмами, как для ударно-поворотного, так и вращательного, вращательно - ударного способов бурения. Подводимые к ударному узлу, механизму вращения бурового инструмента мощности являются активными в процессе бурения, и эффективность их использования зависит от усилий, создаваемых подающим механизмом бурового агрегата.

II. ЗАКОНОМЕРНОСТИ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ НА РЕЖИМЫ БУРЕНИЯ

II.1. Методика выбора рациональных режимов бурения

За основу данной методики взяты основные положения работ [1, 19, 20], в которых даны математические модели бурильной машины, исследована динамика и смоделированы процессы взаимодействия бурильной машины с обрабатываемой средой.

При бурении основным интегральным показателем является механическая работа, определяемая произведением силы, создаваемой на буровом инструменте, и перемещения забоя шпура за единицу времени.

Согласно [1, 19, 20], буровой инструмент внедряется в породу под действием ударных нагрузок со стороны механизма вращения и усилия подачи, создаваемого подающим механизмом.

В работах [1, 19] приведены уравнения движения каждого из механизмов, на основе их совместного решения получены графические зависимости скорости перемещения плоскости забоя шпура (скорости бурения) для различных условий. Составлены модели каждого из этих узлов: подающего механизма, механизма вращения, ударного узла и алгоритмы совместного решения уравнений их движений.

Приведем уравнения движения бурового инструмента и его взаимодействия с обрабатываемой средой, которое согласно модели [1, 19] имеет вид:

$$M_{и} \ddot{X}_{и} = C_{и}(X_{т}-X_{и})-C_{з}(X_{и}-X_{з}) I_{j},$$

где $M_{и}$ - масса бурового инструмента;

$\ddot{X}_{и}$ - ускорение бурового инструмента;

$C_{и}$ - жесткость бурового инструмента;

$X_{т}$ - перемещение верхней части буровой штанги;

$X_{и}$ - перемещение бурового инструмента;

$C_{з}$ - контактная жесткость разрушаемой горной породы;

$X_{з}$ - перемещение плоскости забоя шпура;

I_{j} - единичная функция, показывающая, произошло или не произошло перемещение плоскости забоя шпура;

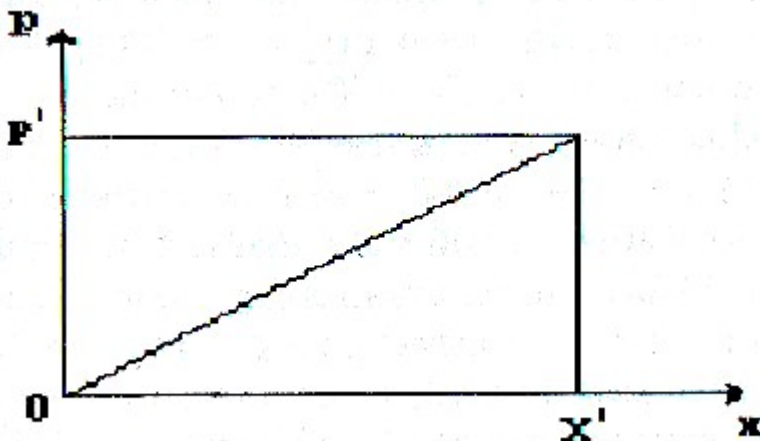
$$I_j = \begin{cases} 1 & \text{при } X_{и} > X_{з} \\ 0 & \text{при } X_{и} < X_{з} \end{cases}$$

$$X_{з} = \begin{cases} X_{з} & \text{при } (X_{у})_{i+1} < (X_{у})_{i} \text{ и } X_{з} > (X_{у})_{i} \\ X_{з} & \text{при } (X_{у})_{i+1} > (X_{у})_{i} \\ (X_{у})_{i} & \text{при } (X_{у})_{i+1} < (X_{у})_{i} \text{ и } (X_{у})_{i} - X_{з} > X' \end{cases}$$

Положение плоскости забоя шпура $X_{з}$ определяется из условий:

Где X' - допустимая глубина внедрения инструмента в породу безразрушения.

Величина X' определяется из характеристики "сила-внедрение", приведенной на рис. 8.



Из рисунка видно, что при увеличении силы сжатия P происходит деформация породы, с упругим восстановлением ее при вдавливании инструмента на глубину, не превышающую предельного значения X' . Порода начинает разрушаться.

На рис. 9 [7, 8] приведен метод графического определения положения плоскости забоя шпура при взаимодействии бурового инструмента с горной породой.

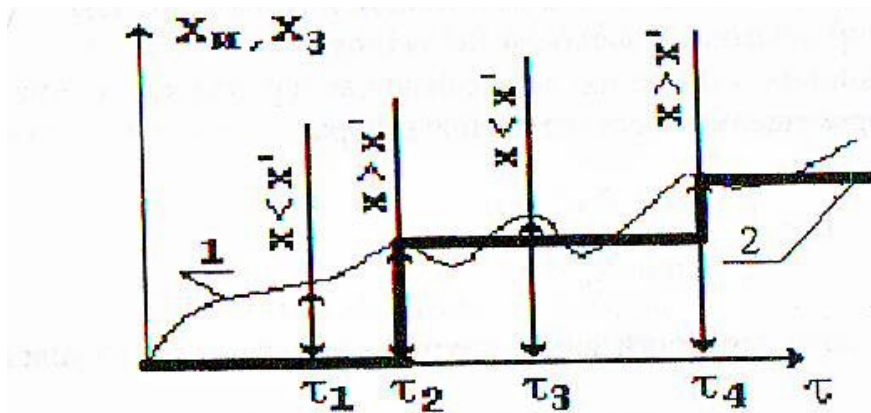


Рис. 9. К определению положения забоя шпура:

1 – перемещение инструмента, $X_{ин}$; 2 – перемещение забоя шпура $X_з$.

Рис. 9. К определению положения забоя шпура: 1 - перемещение инструмента, $X_{ин}$; 2 - перемещение забоя шпура $X_з$

В начальный момент времени, при $t = 0$, глубина внедрения инструмента $X_и = 0$ и положение забоя шпура $X_з = 0$. Из рисунка видно, что при смещении инструмента вглубь забоя шпура на величину X , меньшую допустимой глубины внедрения X' , ($X < X'$, где $X = (X_и - X_з)$), происходит деформация забоя без его разрушения и $X_з = \text{const}$. Если же смещение инструмента $X_з$ превышает допустимую глубину смещения X' , ($X > X'$), то считается, что произошло разрушение забоя шпура (математически перемещение забоя шпура выражается присвоением $X_з$ величины смещения инструмента $X_и$).

Для использования данной методики для пород месторождений полезных ископаемых Кыргызстана следует определить зависимость "сила-внедрение" с целью выявления для каждого месторождения величины X' - допустимой глубины смещения.

Методика экспериментального определения значения X' - допустимой глубины смещения приведена в работах [3, 26]. Характерные качественные зависимости "сила-внедрение" $X' = f(P)$ для хрупких и пластичных пород приведены на рис. 10 а, б, в.

На рис.10 а, б даны наиболее характерные графики деформаций для хрупких пород (типа гранита). Видно, что для хрупких пород наблюдается прямая пропорциональность между нагрузкой и деформацией до момента разрушения. Для ряда хрупких пород наблюдается некоторый скачок деформации (рис. 10 б) незадолго до разрушения, а далее прямая сохраняет свой наклон неизменным. При разрушении более пластичных пород типа мрамора (рис. 10 в) наблюдается изменение угла наклона прямой деформации, что, по данным [26], объясняется образованием глубокой круговой трещины вокруг штампа.

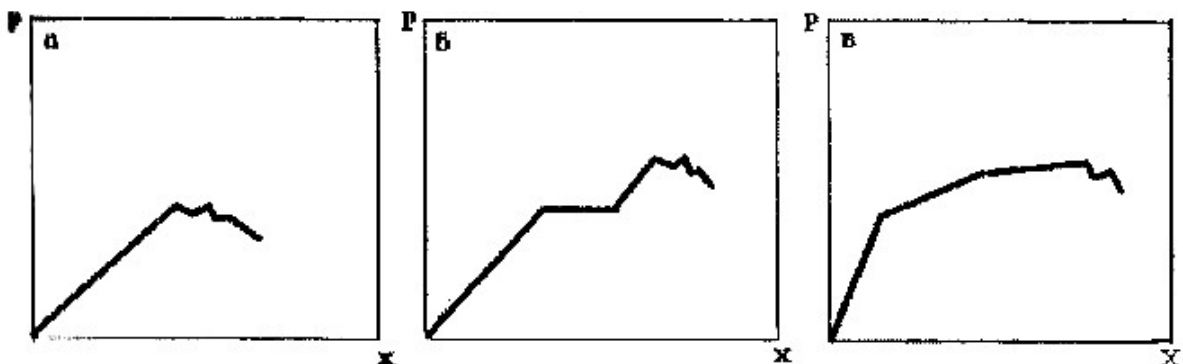


Рис. 10. Характер деформации горных пород:

А - для твердых хрупких пород; б - для менее твердых хрупких пород;

в — для мягких пластичных пород.

Зависимости "сила-внедрение", приведенные на рис. 10, необходимо определять для каждого месторождения строительных материалов Кыргызстана экспериментальным путем, или, сравнивая с данными

работ [3, 26], (что не входит в задачу данного исследования).

При составлении математической модели динамики взаимодействия бурильной машины с обрабатываемой средой учтена и жесткость контакта C_3 бурового инструмента с горной породой. Предполагается, что при внедрении инструмента сила сопротивления внедрению возрастает по закону "сила-внедрение", построенному экспериментальным путем для каждого месторождения полезных ископаемых. По рекомендациям [6], жесткость контакта инструмента с горной породой можно определить из выражения:

$$C_3 = 2j_i l_i t_s (y/2) E,$$

где j_i - коэффициент, учитывающий пористость, трещиноватость и другие свойства горной породы, характерные для конкретного месторождения, оказывающие влияние на ее прочность.

l_i - суммарная длина лезвий инструмента;

y - угол приострения лезвий;

E - модуль упругости горной породы.

Так как значения модуля упругости горных пород конкретного месторождения определяются в процессе геологоразведки и нам известны, то можно определить жесткость контакта C_3 бурового инструмента с горной породой, имея параметры бурового инструмента.

По алгоритмам и программам вычисления на ЭВМ, приведенным в работе [1], можно определить средние механические скорости бурения при данных параметрах машин и физико-механических свойствах буримых пород и бурового инструмента.

По математической модели подающего механизма бурильной машины, среднюю механическую скорость бурения можно определить из формулы:

$$Уб = kX_3/at,$$

где X_3 — перемещение забоя шпура за время t (мин), без учета вращения бурового инструмента предполагая, что при каждом ударе поверхность забоя полностью разрушается;

k - количество лезвий коронки;

a - количество ударов поршня ударника, приходящееся на один полный оборот бурового инструмента ($a = N / n$),

где N - частота ударов поршня ударника, уд/ мин; n - частота вращения бурового инструмента, об/мин.

Определяем средние механические скорости бурения для следующих условий:

1. C_3 - var, Ay - const, $MВр$ - const, $T_{под}$ - const, n - const,

k - const, a - const.

C_3 - const, Ay - var, $MВр$ - const, $T_{под}$ - const, n - const, k - const, a - const.

C_3 — const, Ay - const, $MВр$ - var, $T_{под}$ - const, n - const,

k - const, a - const.

C_3 - const, Ay - const, $MВр$ - const, $T_{под}$ - var, n - const, k - const, a - const.

C_3 - const, Ay - const, $MВр$ - const, $T_{под}$ - const, n - var, k - const, a - const.

C_3 - const, Ay - const, $MВр$ - const, $T_{под}$ - const, n - const, k - var, a - const.

C_3 — const, Ay - const, $MВр$ - const, $T_{под}$ - const, n - const, k - const, a - var,

или других комбинаций этих условий, исходя из цели поставленной задачи, где C_3 — жесткость контакта бурового инструмента с обрабатываемой средой; Ay - энергия удара, $MВр$ - крутящий момент на буровом инструменте; n — частота вращения инструмента; k — количество лезвий бурового инструмента; a — частота ударов бурового инструмента.

После обработки данных, полученных экспериментальным путем, необходимо провести сравнение скоростей перемещения забоя шпура для установления рациональных для конкретного месторождения скоростей - в пределах от 1 до 3,5 м/мин.

Таким образом, данная методика позволяет выявить рациональные режимы бурения путем выбора рациональных характеристик составляющих узлов бурильной машины для конкретных месторождений полезных ископаемых, с определенными физико-механическими свойствами горных пород.

Обзор ранее проведенных исследований показал, что режимы бурения и энергосбережения, обеспечивающие высокую производительность и экономичность, в основном зависят от условий, создаваемых подающим механизмом бурового агрегата. Поэтому необходимо разработать методические основы выбора характеристик подающего механизма бурового агрегата.

II. 2. Методические основы выбора механических характеристик подающих механизмов

Как было отмечено выше, степень использования развиваемой мощности бурильного механизма в основном зависит от величины и характера усилия подачи, развиваемого подающим механизмом бурового агрегата.

Известно [3, 4], что для каждого типа бурильных механизмов существуют оптимальные режимы бурения, которые при номинальных параметрах энергоносителя обуславливаются характером изменения усилия и скорости подачи.

Под оптимальным режимом работ бурильных механизмов понимаются режимы, при которых достигается наибольшая механическая скорость бурения при минимально но возможной энергоемкости разрушения горной породы и износа инструмента.

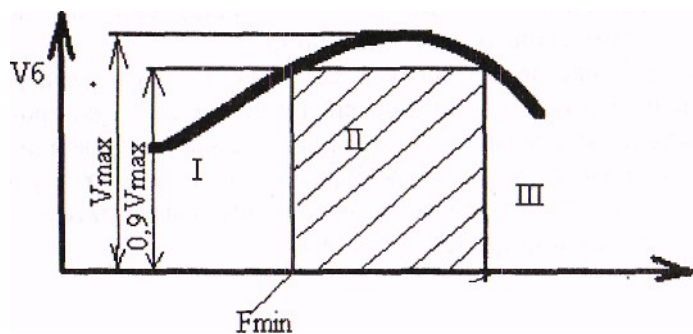
Бурильные машины в зависимости от характера взаимодействия бурового инструмента с горной породой и распределением мощностей между узлами, участвующими в разрушении горной породы, подразделяются на следующие группы [5, 15]:

ударно-поворотного действия;

вращательного действия;

вращательно-ударного действия;

ударно-вращательного действия.



Ртах

Для каждого типа бурильных машин существуют характерные закономерности обеспечения рациональных скоростей бурения. Для машин ударно-поворотного действия зависимость скорости бурения (V_b) от усилия подачи (F_a) имеет характер, приведенный на рис. 11.

Рис. 11. Качественная характеристика зависимости скорости бурения от усилия подачи при ударно-поворотном способе бурения.

То есть, с увеличением усилия подачи скорость бурения растет, достигает максимума, а при дальнейшем увеличении усилия скорость бурения падает. Подающий механизм бурового агрегата при ударно-поворотном режиме бурения должен обеспечить характер изменения усилия подачи именно в зоне II.

Значения $F_{n \max}$ и $F_{n \min}$ можно определить по рекомендациям работ [3, 5].

Для вращательного и вращательно-ударного способов бурения согласно [5] характер зависимости скорости бурения от усилия подачи имеет вид, приведенный на рис. 12.

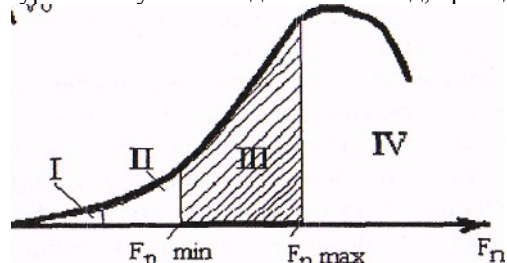


Рис. 12. Качественная характеристика зависимости скорости бурения от усилия подачи при вращательном и вращательно-ударном способах бурения.

То есть, первоначально с увеличением усилия подачи скорости бурения увеличивается незначительно (зоны I и II), затем с начала III зоны происходит пропорциональный рост механической скорости бурения с ростом усилия подачи. В зоне III контактные напряжения превышают предел прочности породы на вдавливание, и происходит 14-объемное разрушение. Зона III является зоной оптимальных усилий подачи, где обеспечиваются рациональные скорости бурения при вращательном и вращательно-ударном способах. Подающий механизм таких буровых агрегатов должен обеспечить характер изменения усилия подачи, именно в зоне III.

Значение максимального усилия подачи ($F_{n \max}$), ограничивается прочностью и стойкостью бурового инструмента и согласно рекомендациям (5) составляет 15-20 кН.

Таким образом, мы определили закономерности изменения скорости бурения в зависимости от усилия подачи как для ударно-поворотного, так и вращательного и вращательно-ударного способов бурения. В связи с этим возникает вопрос, как синтезировать механическую характеристику подающего механизма бурового агрегата, удовлетворяющую требованиям вышеприведенных зависимостей?

Под механической характеристикой подающего механизма понимается зависимость скорости подачи от усилия сопротивления, т.е.

$$V_n = f(F_n)$$

где V_n - скорость подачи, м/сек; F_n — усилие сопротивления (подачи), Н.

"Идеальным" случаем считается, когда механическая характеристика в точности повторяет закономерности, приведенные на рис. 4 и 5. Кроме этого, предъявляются специфические требования механической характеристике подающего механизма по обеспечению ускоренного отвода бурильного механизма после завершения бурения каждого шпура, т.к. обратная скорость подачи значительно влияет на техническую производительность бурового агрегата в целом.

На основе обобщения предъявляемых требований к характеристике подающих механизмов, сделана попытка представления "идеальной" механической характеристики подающего механизма для различных способов бурения (рис. 13, 14).

Эти зависимости составлены для конкретных бурильных механизмов ударно-поворотного способа бурения. Видно, что качественно эти характеристики имеют подобную форму и отличаются только численными значениями, в зависимости от мощностей и веса бурильного механизма (рис. 13).

"Идеальная" механическая характеристика подающего механизма для вращательного и вращательно-ударного способов бурения для случая бурения породы крепостью $\Gamma = 12$, буровым инструментом диаметром 40 мм приведена на рис. 14.

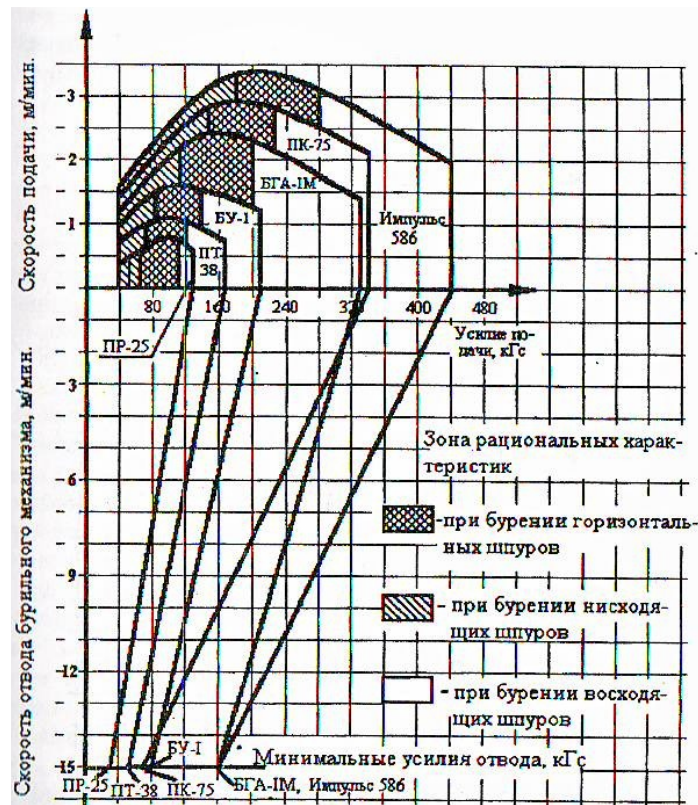


Рис.13. "Идеальная" механическая характеристика подающего механизма для ударно-поворотного режима бурения.

Видно, что независимо от способа бурения "идеальная" механическая характеристика подающего механизма состоит из двух зон: зоны, необходимой для обеспечения процесса бурения (над осью абсциссы); зоны, относящейся к ускоренному отводу бурильного механизма (зона под осью абсциссы в зеркальном отражении относительно оси ординаты).

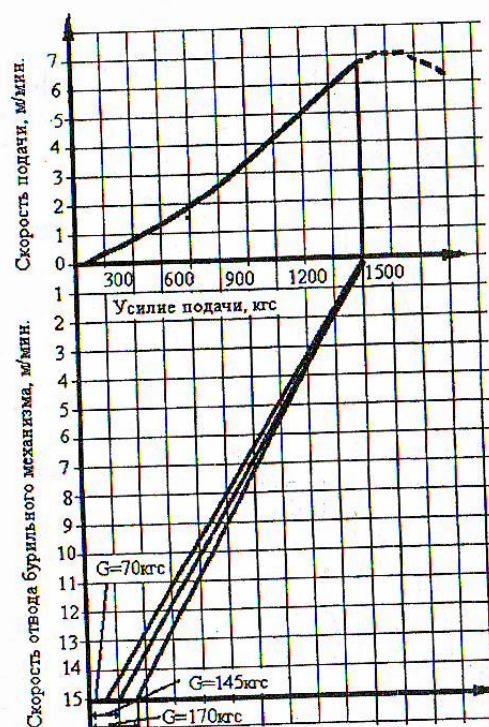


Рис. 14. "Идеальная" механическая характеристика
подающего механизма
для вращательного и вращательно-ударного режимов бурения.

Анализируя расчетные данные можно дать следующие комментарии по числовым значениям этих характеристик:

> значение усилия отвода бурильного механизма при максимально необходимой скорости отвода 20 м/мин должно определяться исходя из массы бурильного механизма и потерь на преодоление сил трения. Максимальное усилие отвода требуется в случае, когда бурильный механизм отводится вверх после бурения нисходящих шпуров, значение которого может быть определено по следующей зависимости:

$$F_{\text{ох}} = G \sin \alpha + C,$$

где $F_{\text{ох}}$ - усилие, необходимое для отвода бурильного механизма, Н;

G - масса бурильного механизма, кг;

C - усилие, необходимое на преодоление сил трения, Н;

α - угол наклона буримого шпура относительно горизонтальной плоскости, град;

> предельные значения рациональных усилий подачи составляют:

- для машин вращательного и вращательно-ударного способов бурения, выпускаемых в странах СНГ - от 0,75 до 15 кН;

- для машин ударно-поворотного действия - от 0,40 до 4,5 кН.

В заключение можно отметить, что синтезированные "идеальные" механические характеристики подающих механизмов для различных способов бурения позволяют конструктору выбирать приводы подачи, обеспечивающие высокие механические скорости бурения и меньшие потери вспомогательного времени, т.е. рациональные режимы бурения.

Для обеспечения рациональных режимов бурения, при синтезе параметров привода подачи необходимо стремиться, чтобы его "реальная" механическая характеристика, как по форме, так и по численным значениям была близка к "идеальным" характеристикам, приведенным на рис. 13 и 14.

В практике очень трудно синтезировать параметры приводов подачи, которые бы повторяли по форме "идеальную" механическую характеристику подающего механизма. С целью выяснения, в какой степени удовлетворяет требованиям "идеальной" механической характеристики тот или иной подающий механизм, необходимо построить их "реальные" механические характеристики и сопоставить их с "идеальной" характеристикой. Данную задачу невозможно выполнить без проведения экспериментальных исследований. Поэтому следующей задачей является разработка методики экспериментальных исследований подающих механизмов и построение "реальной" механической характеристики конкретного подающего механизма, определение степени его соответствия требованиям "идеальной" характеристики.

III. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

Как уже отмечалось, что для обеспечения оптимальных режимов работы бурильного механизма механическая характеристика подающего механизма должна перекрывать зону оптимальных усилий и скоростей подачи. Следовательно, возникает необходимость определения конкретных значений усилия подачи F и скорости подачи V для тех или иных условий.

Данную задачу можно решить: либо расчетным путем с помощью математических уравнений, описывающих динамику движений узлов подающего механизма; либо экспериментальным путем, т.е. путем определения этих двух параметров способами непосредственного или косвенного измерения.

В качестве примера приведем методику экспериментального исследования подающего механизма бурового агрегата МБА-1 "Аска-теш" конструкции, разработчиком которой в Институте машиноведения НАН КР был автор данной работы. Схема измерения механической характеристики податчика приведена на рис. 15.

На подающем механизме агрегата вместо бурового инструмента установлен нагрузочный цилиндр 1, которым создается необходимое сопротивление движению бурильного механизма и телескопическому выдвигению верхней балки. Корпус цилиндра закреплен на люнете подающего механизма. Продольная ось цилиндра совпадает

с осью хвостовика бурильного механизма 2. В магистрали 3 на входе в поршневую полость гидроцилиндра установлен предохранительный клапан 4 типа Г52-24, предназначенный для поддержания постоянства установленного давления жидкости. Перед клапаном 4 в магистрали 3 установлен потенциометрический датчик давления 5 типа

Д100, предназначенный для регистрации значения давления в поршневой полости нагруженного цилиндра. Питание датчика 5 осуществляется от одной из двух ячеек источника питания 6 типа УИП-УП. Магистраль 3 соединена с гидросистемой 7 бурового агрегата, с помощью которой заполняется поршневая полость цилиндра жидкостью. Штоковая полость цилиндра соединена с атмосферой.

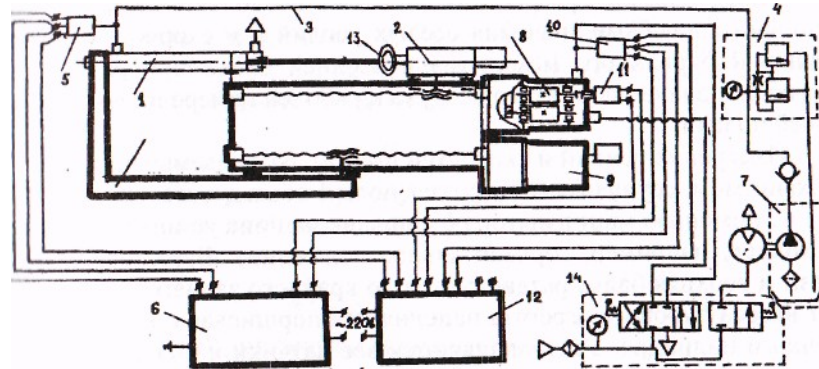


Рис. 15. Схема измерения параметров механической характеристики телескопического подающего механизма.

1 - цилиндр нагруженный; 2 - бурильный механизм; 3 - магистраль; 4 — клапан предохранительный; 5 - датчик давления Д-100; 6 - источник постоянного тока УИП-УП; 7 — гидронасос агрегата; 8, 9 — пневмодвигатели подачи; 10 - датчик давления П-10; 11 - датчик тахометрический ТГП-1А; 12 — прибор самопишущий НЗ38-4П; 13 - динамометр ДОСМ-3; 14 - краны управления пневмосистемой агрегата.

На входной магистрали пневмодвигателя подачи установлен потенциометрический датчик давления типа П-10, служащий для регистрации значения давления сжатого воздуха в данной магистрали. Питание датчика П-10 осуществляется от второй ячейки источника питания 6. Соосно с одним из роторов пневмодвигателя вмонтирован тахогенератор 11 постоянного тока типа ТГП, который служит для измерения частоты вращения роторов пневмодвигателя. Сигналы с измерительных цепей датчиков давления 5, 10 и тахогенератора 11 без предварительного усиления поступают в измерительный блок самописца 12 типа НЗ38-4п.

Для измерения средней скорости подачи с помощью секундомера на нижней и верхней балках нанесены вертикальные отметки с шагом 100 мм. Подающий механизм имеет два привода: 8 - подачи бурильного механизма и 9 - телескопического выдвижения верхней балки. Схема измерения усилия подачи, которое развивается приводами подачи бурильного механизма и телескопического выдвижения, идентична.

Таким образом, разработанная схема позволяет измерять косвенными способами значения осевых усилий F и скорости V перемещений бурильного механизма и верхней балки при различных значениях давления сжатого воздуха в рабочей камере пневмодвигателей подачи.

Измерение усилий и скоростей подачи, развиваемых подающим механизмом, осуществляется в следующей последовательности.

С помощью манипулятора бурильная машина устанавливается в исходное, например, горизонтальное положение. Бурильный механизм и верхняя балка раздвигаются до крайнего заднего положения. От насоса бурового агрегата наполняется поршневая полость нагруженного цилиндра. Устанавливаются все датчики и подсоединяются к регистрирующей аппаратуре. Подается питание к датчикам давления.

Вращением регулировочного винта предохранительного клапана в сторону "меньше" устанавливается минимальное давление. Включается один из приводов подачи и бурильный механизм или верхняя балка перемещается с определенной скоростью, преодолевая усилие, создаваемое нагруженным цилиндром.

Сигналы, поступающие из измерительных цепей, записываются в виде диаграмм: датчиков давления $E = f(P)$ и тахометрического датчика $E = f(n)$,

где E - отклонение пера самописца от нулевой линии, мм;

P - давление жидкости или сжатого воздуха, МПа;

n - частота вращения роторов пневмодвигателей подачи.

По результатам тарировки использованных для эксперимента датчиков определяются значения давления жидкости в поршневой полости нагруженного цилиндра или телескопического выдвижения балок.

При известных геометрических параметрах нагруженного цилиндра и давлении жидкости в его поршневой полости усилие подачи определяется по формуле:

$$F = ((\pi D^2) / 4) P \eta,$$

где $D = 0,055$ м - диаметр поршня нагруженного цилиндра;

P - давление жидкости в поршневой полости цилиндра, МПа;

$\eta = 0,95$ - механический КПД нагруженного цилиндра.

Эксперимент повторяется при других, больших значениях давления в нагруженном цилиндре, устанавливаемого регулировочным винтом клапана.

По частоте вращения ротора пневмодвигателя, при известных параметрах редуктора и резьбы винтовой пары

определяется скорость подачи бурильного механизма:

$$V = (n S) / i, \text{ м/мин,}$$

Где n - скорость вращения ротора пневмодвигателя, мин⁻¹;

$i = 1,2,3$ - передаточное отношение редуктора;

S - ход резьбы винта, м;

$$S = k \cdot t$$

где k - число заходов резьбы винта, м ($k = 2$);

t - шаг резьбы винта, м ($t = 6$ мм).

Скорость подачи, развиваемая при холостом ходе, измеряется без нагрузочного цилиндра.

Измерение усилия подачи, развиваемого подающим механизмом, проводится при давлении сжатого воздуха в рабочей камере пневмодвигателей в диапазоне 0,35 до 0,5 МПа.

После обработки полученных данных и определения численных значений усилия F и скорости V подачи строится механическая характеристика подающего механизма в виде зависимости $V = f(F)$, которая дает возможность анализировать режимы бурения, обеспечиваемые данным подающим механизмом.

По результатам экспериментальных исследований построена механическая характеристика телескопического подающего механизма агрегата МБА-1 "Аскатеш" На рис. 16 приведены диаграммы, полученные в процессе исследования податчика.

На диаграмме канала I самописца, куда подключен тахогенератор ТГП видно, что она состоит из нескольких участков. Нулевая линия "0" является началом отсчета. Отклонение пера самописца от нулевой линии вверх происходит в момент включения привода подачи. В этот момент происходит всплеск частоты вращения ротора пневмодвигателя. В процессе преодоления сил страгивания механизма скорость вращения ротора понижается, затем по мере преодоления сил страгивания повышается и, достигая определенного значения, должна устанавливаться. Но по мере продвижения вперед скорость вращения постепенно падала.

Канал I

Датчик ТГП

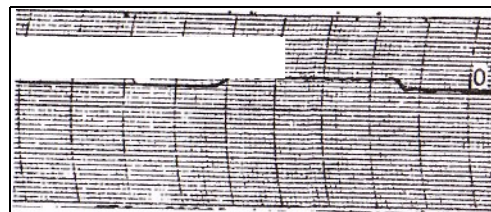
Чувствительность - 2/см



Канал! Датчик L110

Чувствительность - 2/см

Питание - 5 В



Канал III Датчик П10

Чувствительность - 2/см

Питание - 5 В

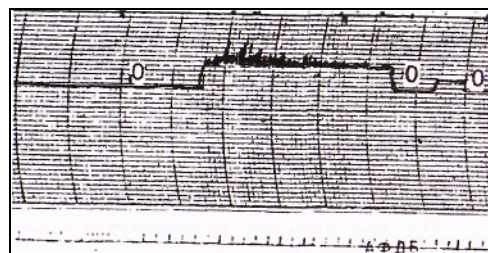


Рис. 16. Диаграммы, полученные в процессе экспериментального исследования подающего механизма бурового агрегата МБА-1.

В ходе анализа результатов эксперимента была выявлено, что неравномерное вращение ротора движения (скорость монотонно падает) вызвано повышением силы трения в винтовой паре. Установлено, что это вызвано неточностью установки подшипникового узла ходового винта относительно верхней балки, а также неточностью при монтаже направляющего ребра нижней балки относительно основания. Неточность была допущена в процессе изготовления телескопического подающего механизма при обработке отверстий под стаканы опорных узлов ходового винта на переднем и заднем винтах верхней направляющей балки для двух установок.

Это позволило сделать вывод о том, что при создании подающего механизма такого типа необходимо уделить особое внимание на точность установки подшипниковых узлов ходовых винтов относительно верхней балки, или изыскать способ компенсации неточности установки опорных узлов ходовых винтов. Особое внимание должно быть уделено и точности расположения направляющего ребра относительно основания нижней балки.

После прекращения подачи сжатого воздуха в камеру рабочего хода пневмодвигателя перо канала I самописца возвращается в исходное положение. Реверс пневмодвигателя заставляет отклоняться перо самописца в противоположную сторону.

Отклонение пера второго канала самопишущего прибора, куда подключен датчик давления Д100, установленный на нагрузочном цилиндре, начиная с момента соприкосновения бурильного механизма со штоком нагрузочного цилиндра, регистрирует сигналы до момента отключения привода подачи. С прекращением рабочего хода подачи перо второго канала самописца возвращается в исходное положение.

Большая амплитуда колебания пера третьего канала самописца, куда подключен датчик давления П10, установленный на входе в рабочую камеру пневмодвигателя подачи, объясняется нестабильностью давления сжатого воздуха в пневмосети. С истечением некоторого времени давление подводимого воздуха становится постоянным и диаграмма сглаживается.

Анализ данной диаграммы показывает, что существует некоторое противодействие в рабочей камере пневмодвигателя при его реверсе. Выявлено, что противодействие в рабочей камере в случае реверса пневмодвигателя подачи возникает в связи с отсутствием обратных клапанов ускоренного выхлопа отработанного сжатого воздуха.

Механическая характеристика подающего механизма бурового агрегата МБА-1 "Аскатеш", построенная по полученным экспериментальным данным, приведена на рис. 17.

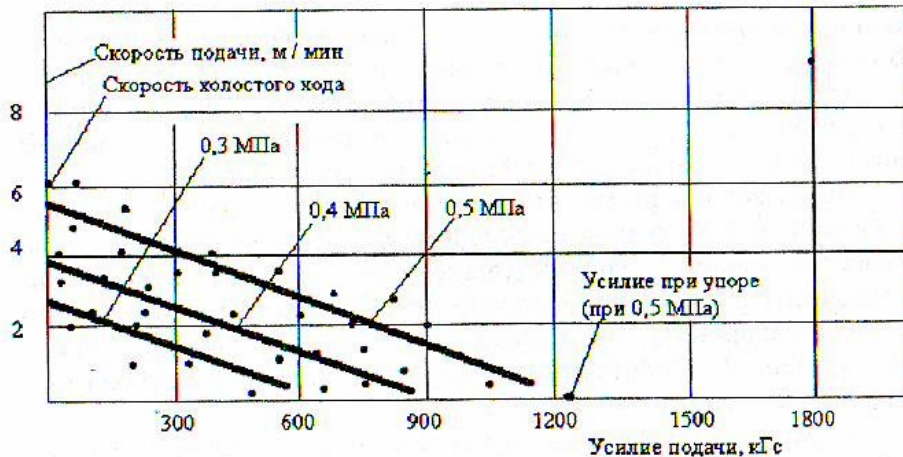


Рис. 17. Механическая характеристика подающего механизма бурового агрегата МБА-1 "Аскатеш".

На рис. 17 виден некоторый разброс экспериментальных точек и их расположение имеет линейный характер. Линия, проведенная согласно уравнению регрессии, полученная в результате обработки экспериментальных данных, отражает механическую характеристику телескопического подающего механизма для условий эксперимента, когда на входе в пневмодвигатель поддерживается давление воздуха 0,35; 0,4; 0,5 МПа. Следует отметить, что при малых скоростях подачи ($V < 0,25$ м/мин) наблюдается неустойчивая работа пневмодвигателя. Результаты измерения скорости холостого хода с помощью ручного тахометра Т4Р-10 показали, что при малых нагрузках на валу пневмодвигателя подачи развивает скорости вращения роторов до 9000 мин^{-1} , что соответствует максимальной скорости отвода бурильного механизма, равной 6 м/мин. С целью выявления, в какой степени подающий механизм агрегата МБА-1 "Аскатеш" может удовлетворять рациональным режимам при ударно-поворотном способе бурения для конкретных бурильных механизмов, на рис. 18 произведено сопоставление механической характеристики подающего механизма с "идеальной" характеристикой, необходимой для этого режима бурения.

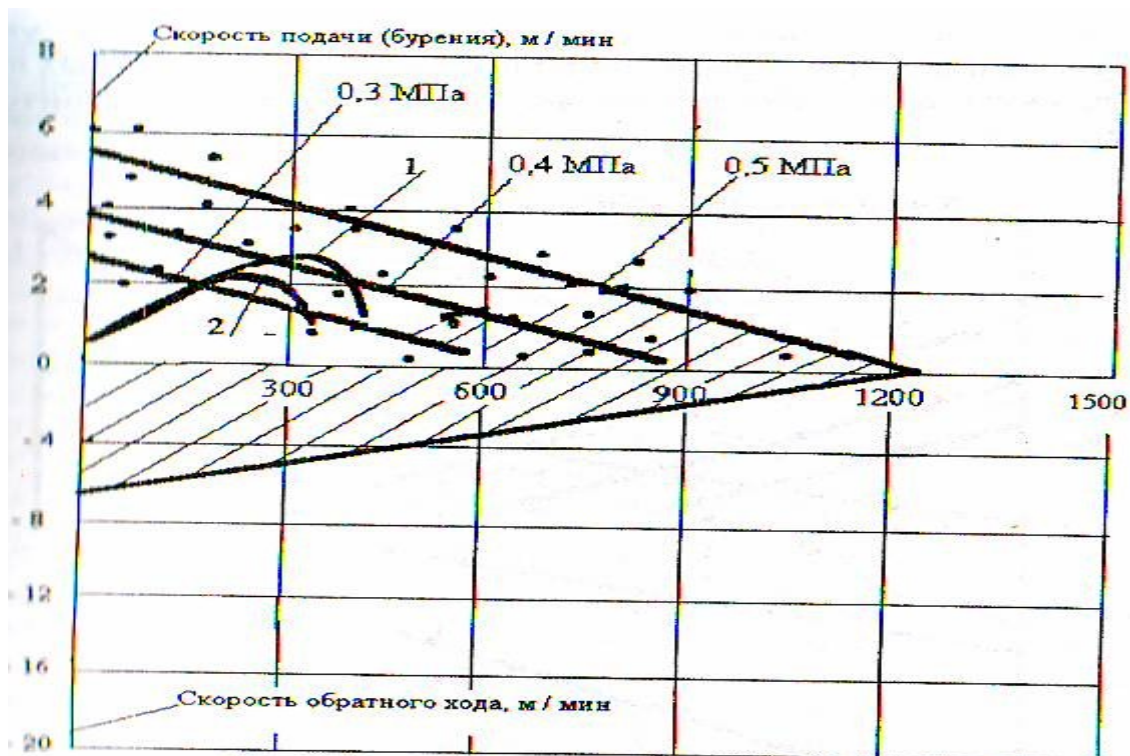


Рис. 18. К сопоставлению реальной механической характеристики подающего механизма бурового агрегата МБА-1 "Аскатеш" с идеальной характеристикой для ударно-поворотного способа бурения:
1 - для механизма ПК-75; 2 - для механизма БГА-1М.

Видно, что подающий механизм агрегата МБА-1 "Аскатеш" может обеспечить рациональные режимы при ударно-поворотном способе бурения, только для мощных бурильных механизмов типа ПК-75, "Импульс-586", с мощностью ударного узла больше 5 кВт в диапазоне усилий подач 150-450 кгс. Нижняя линия характеристики (при давлении воздуха 0,35 МПа) расположена выше рациональных зон для механизмов БГА-1М, БУ-1, ПТ-38, ПР-25. Это подтверждает правильность выводов ранее проведенных исследований [16] о невозможности обеспечения ударно-поворотного режима бурения для механизмов с мощностью ударного узла до 5 кВт с помощью подающих механизмов с самотормозящейся винтовой парой. Это позволило сделать вывод о том, что для обеспечения ударно-поворотного режима бурения подающие механизмы буровых агрегатов должны быть обеспечены несамотормозящимися винтовыми парами.

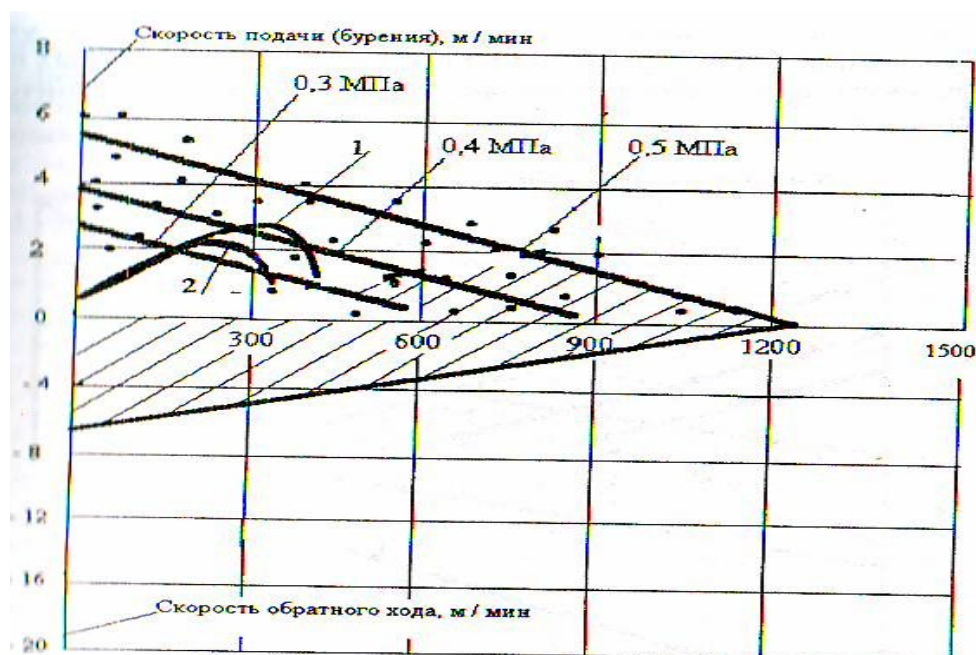


Рис.19. К сопоставлению реальной механической характеристики подающего механизма бурового агрегата МБА-1 "Аскатеш" с идеальной механической характеристикой

для вращательно-ударного способов бурения.

На рис. 19 проведено сопоставление механической характеристики подающего механизма агрегата МБА-1 "Аскатеш" с "идеальной" характеристикой, необходимой для обеспечения рациональных режимов бурения при вращательном и вращательно-ударном способах. Как видно из рисунка, характеристика подающего механизма агрегата МБА-1 "Аскатеш" перекрывает незначительную часть рациональной зоны. Он позволяет бурить в рациональном режиме при рациональной зоне. Он позволяет бурить в рациональном режиме при усилиях подачи от 500 до 1100 кгс, при этом может обеспечить скорости подачи до 2 м/мин. При более высоких скоростях бурения он не может обеспечить достаточных усилий подачи. Поэтому, при создании подающих механизмов, необходимо решать задачи расширения рациональной зоны усилия подачи, перекрываемой характеристикой подающего механизма в диапазоне 40 - 1500 кгс.

Из рис. 19 видно, что при обратном ходе подачи подающего механизма агрегата развивается максимальную скорость - до 6 м/мин. Как уже отмечалось, для уменьшения потерь вспомогательного времени, связанного с отводом бурильного механизма, подающие механизмы должны развивать скорости подачи 15-20 м/мин. Это позволяет нам сделать вывод о том, что подающий механизм агрегата МБА-1 «Аскатеш» не удовлетворяет требованиям по скорости отвода бурильного механизма. Следовательно, при создании новых механизмов необходимо изыскать решения, позволяющие увеличить скорости отвода бурильного механизма до 15-20 м/мин. Таким образом, результаты экспериментальных исследований подающего механизма агрегата МБА-1 "Аскатеш" позволили построить его "реальную" механическую характеристику. Сопоставитель- ный анализ "реальной" механической характеристики с "идеальными" механическими характеристиками для различных режимов бурения позволил сделать следующие выводы.

Для обеспечения рациональных режимов бурения:

- > подающий механизм агрегата может обеспечить ударно-поворотный режим бурения только для бурильных механизмов с мощностью ударного узла более 5 кВт, в диапазоне усилий подач 150-450 кгс;
- > рациональные режимы бурения ударно-поворотным способом для машин с мощностью ударного узла менее 5 кВт, возможно осуществить с помощью применения в конструкции подающего механизма несамотормозящейся винтовой пары;
- > при вращательном и вращательно-ударном режимах бурения, механическая характеристика подающего механизма агрегата перекрывает незначительную часть рациональной зоны для этого режима бурения;
- > подающий механизм агрегата не удовлетворяет требованиям скорости отвода бурильного механизма. Поэтому, при создании новых подающих механизмов необходимо изыскать решения, обеспечивающие скорости отвода до 15-20 м/мин;

> необходимо осуществить обоснованный выбор гидродвигателей отечественного или зарубежного производства и разработать к ним передающие механизмы (редукторы), позволяющие в наибольшей степени удовлетворить требованиям "идеальной" механической характеристики.

По технологии изготовления подающих механизмов:

- > оценка степени влияния на силовые и скоростные параметры подающего механизма неточности установки подшипниковых опор ходовых винтов и направляющих элементов балок подающих механизмов показали, что при создании механизмов такого типа необходимо уделять особое внимание точности изготовления и сборки этих узлов;
- при разработке новой конструкции подающего механизма необходимо изыскать методы компенсации неточностей изготовления и сборки узлов подающего механизма.

III.2. Экспериментальное исследование влияния

гидросистемы бурового агрегата

на характеристики его подающего механизма

Как отмечено выше, на практике синтезировать параметры подающих механизмов, имеющих "идеальные" механические характеристики не представляется возможным. Это связано с тем, что на формирование механической характеристики влияют такие факторы как:

- характеристики приводного двигателя;
- параметры передающих трансмиссий;
- характеристики системы энергообеспечения (гидростанции, компрессора), подводящихся к подающему механизму ком муникаций (рукава, трубы и др.).

Если характеристики двигателей можно подобрать по паспорту завода-изготовителя, то характеристики гидростанций будут индивидуальными для каждого бурового агрегата.

Поэтому возникла задача оценить характер влияния характеристик гидростанций на формирование механической характеристики подающего механизма. Для решения данной задачи была разработана методика построения реальной механической характеристики подающих механизмов, с использованием экспериментально определяемых параметров гидросистемы бурового агрегата. Предполагалось, что сопоставление такой характеристики с "идеальной" характеристикой должно дать возможность изыскания резервов для улучшения характеристик как гидростанции бурового агрегата, так и самого подающего механизма.

В данной главе предлагается оригинальная методика графоаналитического синтеза механической характеристики подающего механизма на основе данных, полученных экспериментальным путем. Как отмечено выше, под механической характеристикой подающего механизма понимается семейство кривых, построенных в виде зависимости $V = f(P)$.

Для построения этой зависимости экспериментальным путем должны быть определены и быть известны следующие данные:

- > $Q = f(P)$, т.е. зависимость расхода Q энергоносителя от создаваемого давления P в тракте системы энергообеспечения при водного двигателя подачи;

> $V = f(Q)$ — расчетная зависимость скорости подачи V от расхода Q энергоносителя (сжатого воздуха или жидкости) в системе энергообеспечения двигателя подачи;

> $F = f(P)$ - график зависимости усилия подачи F от давления энергоносителя в рабочей камере двигателя подачи, построенный расчетным путем.

Зависимость $Q = f(P)$ определяется экспериментальным путем по общеизвестной методике, а зависимости $V = f(Q)$ и $F = f(P)$ определяются по расчетным формулам в зависимости от параметров трансмиссии конкретного подающего механизма.

Например, для винтового подающего механизма с приводным гидродвигателем типа МГП зависимость $V = f(Q)$ определяется по следующей формуле:

$$V = n S = (QrS 106) / g, \text{ м/с,}$$

где n - частота вращения ходового винта, с⁻¹;

S - ход резьбы винтовой пары, м (0,036);

r - объемный КПД гидродвигателя типа МГП (0,95);

g - рабочий объем гидродвигателя типа МГП ($g=80 \text{ см}^3$ - МГП 80, $g=125 \text{ см}^3$ - МГП 125);

Q - расход жидкости, подаваемый в гидродвигатель МГП, м³/сек.

Зависимость $F = f(P)$ для этого же винтового подающего механизма определяется по одной из следующих формул:

$$F = (2 M r_0) / (d c_P \text{tg}(B+\phi)) \quad \text{или}$$

$$F = (g P r_m r_0) / (\pi d c_P \text{tg}(B+\phi)),$$

где M - крутящий момент на ходовом винте, Нм;

r_0 - КПД опор ходовых винтов (0,98);

r_m - гидромеханический КПД гидродвигателя МГП (0,85);

$d c_P$ - средний диаметр ходового винта, м (0,028);

B - угол подъема винтовой линии, град (22° 25');

ϕ - приведенный угол трения для винтовой пары, град (8,83°).

При построении "реальной" механической характеристики подающего механизма необходимо выполнить работу в следующей последовательности (рис. 20):

исходный материал - график зависимости $Q = f(P)$ размещается в левом верхнем углу формата (рис. 20 а);

> справа от исходного материала в таком же масштабе приводится зависимость $V = f(Q)$ (рис. 20 б);

под исходным материалом, в том же масштабе размещается график зависимости $F = f(P)$ (рис. 20 в);

в нижнем правом углу формата строится механическая характеристика подающего механизма в виде графика $V = f(F)$ (рис. 20 г) путем переноса соответствующих точек исходного графика $Q = f(P)$ через графики зависимости $V = f(Q)$ и $F = f(P)$.

При построении "реальной" механической характеристики подающего механизма необходимо выполнить работу в следующей последовательности:

исходный материал - график зависимости $Q = f(P)$ размещается в левом верхнем углу формата (рис. 20 а);

справа от исходного материала в таком же масштабе приводится зависимость $V = f(Q)$ (рис. 20 б);

под исходным материалом, в том же масштабе размещается график зависимости $F = f(P)$ (рис. 20 в);

в нижнем правом углу формата строится механическая характеристика подающего механизма в виде графика $V = f(F)$ (рис. 20 г) путем переноса соответствующих точек исходного графика $Q = f(P)$ через графики зависимости $V = f(Q)$ и $F = f(P)$.

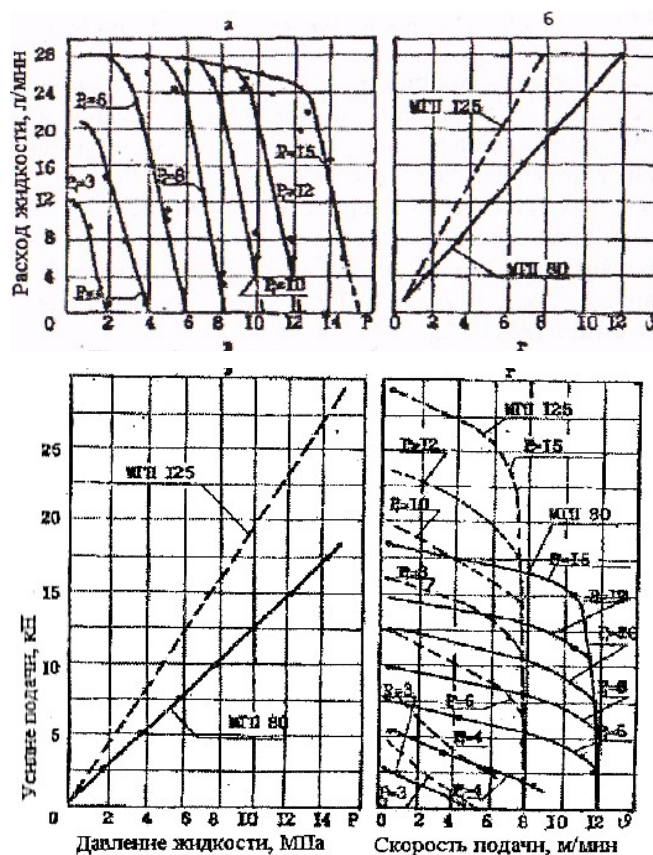


Рис. 20. К построению механической характеристики подающего механизма бурового агрегата УБШ 215 "Аскатеш" графоаналитическим методом.

Как видно "реальная" механическая характеристика по форме повторяет характеристики приводного двигателя подающего механизма с учетом потерь в гидравлической и механической системе. Следовательно, практически невозможно создать подающие механизмы, характеристики которых по форме в точности повторили бы "идеальные" характеристики. Поэтому для выбора более подходящего привода и системы энергообеспечения приходится сопоставлять "реальные" и "идеальные" механические характеристики и выбирать из них те, которые в наибольшей степени подходят к предъявляемым требованиям.

Ниже проведен сопоставительный анализ "идеальной" и "реальной" механических характеристик подающего механизма с целью выявления степени удовлетворения "реальной" механической характеристики требованиям "идеальной".

В качестве примера на графике $V = f(P)$ (рис. 21 г) приведены "реальные" механические характеристики винтового подающего механизма буровых агрегатов типа УБШ-215 "Аскатеш", оснащенного гидродвигателем типа МГП-80, УБШ-214 "Аскатеш" - гидродвигателем типа МГП-125.

Сопоставление характеристик подающих механизмов оснащенных различными приводными двигателями с "идеальной" механической характеристикой, для различных способов бурения позволяет выбирать гидродвигатели подачи, наиболее полно удовлетворяющие требованиям "идеальной" механической характеристики.

Из сопоставленных графиков (рис. 21 а, б) видно, что подающий механизм с гидродвигателем МГП-80 удовлетворяет требованиям "идеальной" характеристики в большей степени, чем с гидродвигателем типа МГП-125. Механизм с гидродвигателем МГП-125 при номинальном давлении 15 МПа имеет излишний запас по усилиям подачи (до 28 кН), но может развивать скорость отвода бурильного механизма только до 7,7 м/мин, тогда как требуется до 15 м/мин. То есть, остается непокрытой значительная часть зоны "идеальной" характеристики. При использовании же гидродвигателя типа МГП-80 подающий механизм обеспечивает максимальные усилия подачи 17,5 кН и скорость отвода до 12 м/мин, что в полной мере удовлетворяет требованиям "идеальной" характеристики.

Следует отметить, что при бурении вращательным и вращательно-ударным способами для бурильного механизма типа "Импульс 586" и других механизмов такого типа оптимальным является усилие подачи 10-15 кН.

Для обеспечения такого усилия подачи механизмом с двигателем МГП-125 необходима настройка клапана регулирования усилия подачи на давление 6-8 МПа, а для механизма с двигателем МГП-80 - на 8-12 МПа. Из этого следует, что в процессе бурения двигатель МГП-80 будет работать при давлениях, близких к номинальным.

Следовательно, двигатель МГП-80 будет иметь большие значения общего КПД, чем двигатель МГП-125.

Вышеперечисленные преимущества применения гидродвигателя МГП-80 перед МГП-125 показывают, что требованиям "идеальной" механической характеристики в большей степени удовлетворяют винтовые подающие механизмы, оснащенные гидродвигателями типа МГП-80.

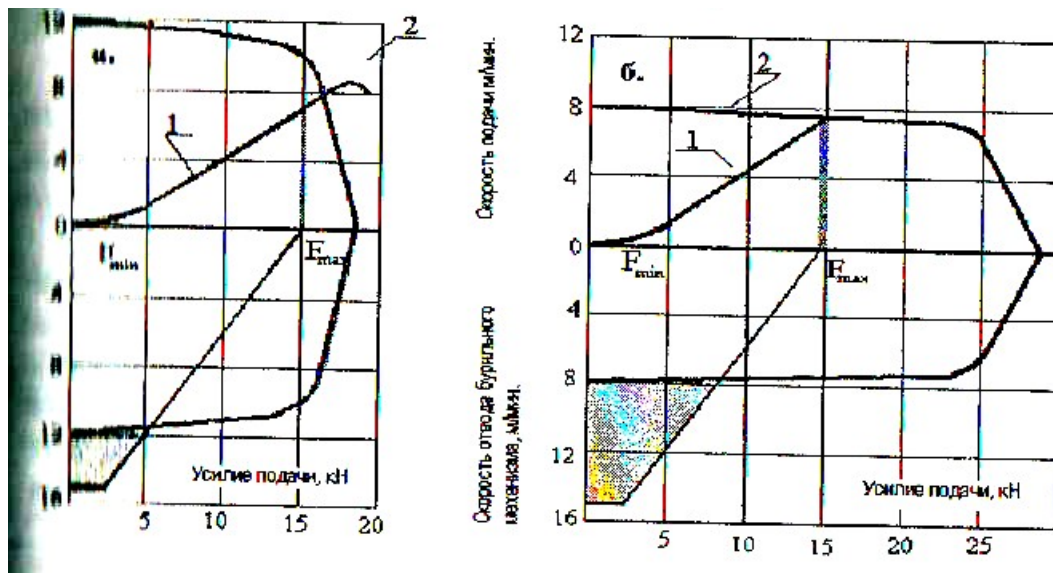


Рис. 21. К сопоставлению механической характеристики подающего механизма агрегата УБШ 215 "Аскатеш" с "идеальной" характеристикой, необходимой для вращательно-ударного режима бурения ($f = 12-16$, $d = 42$ мм): а - подающий механизм с гидродвигателем МГП 80; б - с двигателем МГП 125. 1 - линии "идеальной" характеристики; 2 - линии "реальной" характеристики.

Данную методику можно успешно применять при построении реальной механической характеристики подающих механизмов других типов, таких как гидропоршневые и цепные, а также винтовые с другими параметрами винтовой пары. Только в зависимости от их принципиальной схемы, конструктивных особенностей, характера зависимостей $V = f(Q)$ и $F = f(P)$, приведенные формулы имеют другой вид. В остальном соблюдаются все

процедуры предлагаемого графоаналитического метода.

Таким образом, полученная экспериментальным путем зависимость расходных характеристик от создаваемого давления в гидросистеме привода подачи дает возможность:

оценить максимальные возможности гидростанции и системы энергообеспечения привода подачи подающего механизма;

построить графоаналитическим методом "реальную" механическую характеристику подающего механизма, работающего от этой гидростанции;

оценить параметры подающего механизма и выбрать тип при водного двигателя, который в наиболее полной степени удовлетворяет требованиям, обеспечивающим оптимальные режимы при различных способах бурения.

Ш. 3. Анализ монтажной схемы системы энергообеспечения подающего механизма

Обычно расчет параметров системы энергообеспечения подающих механизмов производится с использованием его принципиальной схемы. В качестве примера на рис. 22 приведена принципиальная схема гидросистемы подающего механизма бурового агрегата типа УБШ. Но результаты экспериментальных исследований, приведенные в предыдущем параграфе показали значительные отклонения некоторых параметров от расчетных.

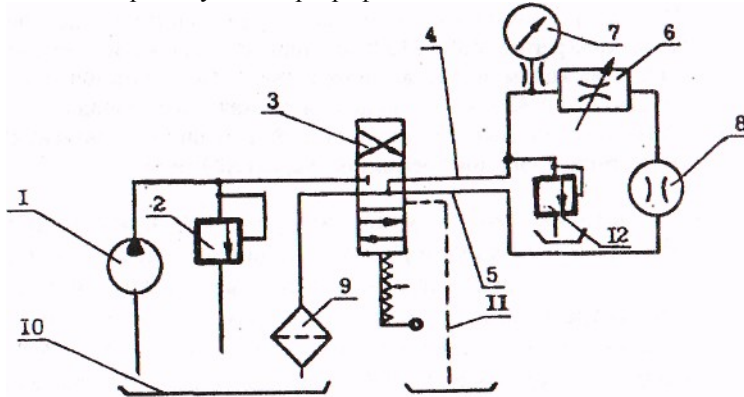


Рис. 22. Схема стенда для определения проливочной характеристики тракта привода подачи: 1 - насос типа 210.16; 2 - клапан предохранительный; 3 - распределитель; 4 - напорная магистраль привода подачи; 5 - сливная магистраль; 6 - дроссель типа В77-14; 7 - манометр; 8 - расходомер ПЖУ-25М-16; 9 - фильтр; 10 - бак; 11 - дренажная магистраль; 12 - клапан регулирования усилия подачи.

Следовательно, необходимо исследовать причины расхождения расчетных значений некоторых параметров от реальных. Для этого следует восстановить монтажную схему гидравлической системы энергообеспечения подающего механизма. Монтажная схема выполняется на основе принципиальной схемы, но в ней учитывается каждый элемент, который может вызывать местные потери давления или другие явления, вызывающие потери энергии.

Ниже, на примере монтажной схемы гидросистемы подающего механизма бурового агрегата УБШ-215 приведена методика анализа потерь энергии. Данная методика может служить основой и для других схем энергообеспечения и видов подающих механизмов.

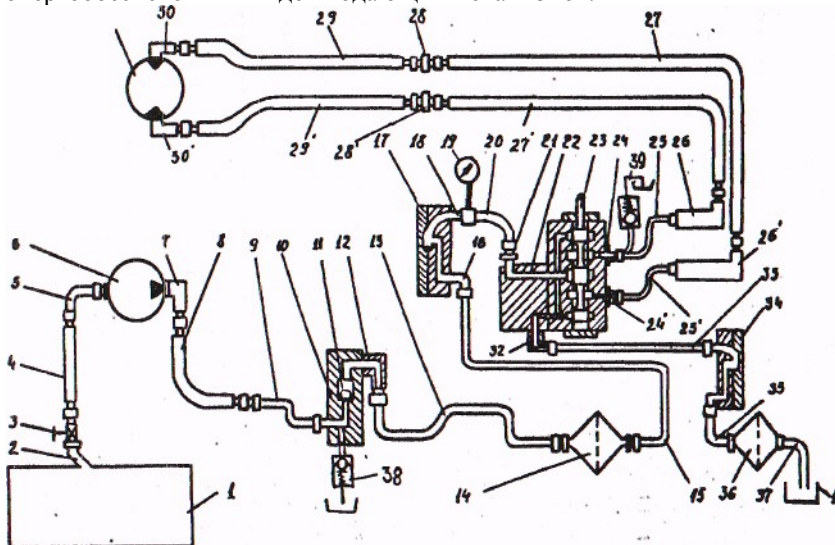


Рис. 23. Монтажная схема гидросистемы привода подающего механизма и телескопа.

На рис. 23 приведена монтажная схема гидравлической системы подающего механизма бурового агрегата УБШ-215. Следует отметить, что к монтажной схеме обязательно должна прилагаться спецификация с указанием конкретных характеристик каждого из ответственных узлов гидросистемы. Такая спецификация для указанного бурового агрегата приведена в табл. 5.

Спецификация монтажной схемы гидросистемы привода подающего механизма

№ поз.	Наименование деталей	Параметры		Характеристика
		длина, мм	диаметр, мм	
1	2	3	4	5
1	Маслобак (объем, л)	120		
2	Патрубок угловой, угол 45°	50	48	
3	Запорный вентиль	40	48	
4	Рукав высокого давления	600	20	
5	Угольник, угол 90° со штуцером	80x80x50	20	
6	Насос 210. 16			Раб. объем 28,1
7	Угольник, угол 90°	50x50	12	
8	Рукав высокого давления	900	12	
9	Трубопровод с двумя изгибами, углы 90°	250	12	
10	Гидроблок с двумя угловыми сверлениями под 90°	50x30 20x40	10 10	
11	Клапан обратный М-КО-10-32 ГОСТ 21464-76			
12	Угольник	30x40	10	
13	Трубопровод с пятью изгибами под 900	630	12	
14	Фильтр ФП 732-25/200			25 мкм
15	Трубопровод с тремя изгибами, угол 900	1500	12	
16	Штуцер приварной	50	12	
17	Коллектор поворотный, с четырьмя поворотами под 90°	170	10	
18	Угольник	30x40	12	
19	Манометр		МП-3	Кл. 1,5
20	Трубопровод изогнутый	100x80	12	
21	Штуцер	40	12	
22	Плита гидроблока с угловым сверлением	40x40	8	

Продолжение табл. 5

1	2	3	4	5
23	Распределитель секционный Р9. 1 60-20-8		8	
24	Штуцер	30	6	
25, 25'	Трубопровод с двумя изгибами под 90°	65x65x30	6	
26, 26'	Угольник	80x35	6	
27, 27'	Рукав высокого давления	4000	12	
28, 28'	Штуцер соединительный	40	12	
31	Гидромотор МГП 80			Объем 80см3
32	Угольник	100x100	12	
33	Трубопровод с четырьмя поворотами под 90°	500	12	
34	Коллектор поворотный с четырьмя поворотами под 90°	170	10	
35	Трубопровод с тремя поворотами	1600	16	
29, 29'	Рукав высокого давления	4000	12	
36	Фильтр ФГ 25 .2.-50			25 мкм
37	Трубопровод с двумя поворотами 900	600	20	
38	Клапан предохранительный 10.20-20.2.11			Р _{макс} =20,0 МПа

39	Клапан предохранительный 10.20-20.2 1 1			R _{max} =20,0 МПа
40	Термометр ТТЖ			до 150°C

Сравниваемые характеристики определялись экспериментальным путем для следующих условий:

- > бурильная машина занимает строго горизонтальное положение;
 - > предохранительный клапан 38 (рис. 23) настроен на рабочее давление 15,0 МПа;
- предохранительный клапан 39 регулирования усилия подачи закрыт наглухо;

Экспериментальное исследование необходимо провести в следующей последовательности:

проверка режима свободного слива для замкнутой системы;

проверка режима свободного слива разомкнутой системы. После включения маслостанции насос 6 приводится в действие.

При нейтральном положении рукояток управления распределителя поток масла из бака 1 через элементы 2-23, 32-37 попадает обратно в гидробак. Данный режим называется режимом свободного слива замкнутой системы.

Проверка этого режима дает возможность оценить потери давления в тракте 2-23, 32-37. Давление жидкости на данном участке были измерены с помощью манометра 19 (тип МП-3, ГОСТ 2405-75, класс точности 1,5).

Результаты измерений, приведенные в табл. 6 показали давление 1,7 МПа. Следовательно, на данном участке гидросистемы потери давления составляют 1,7 МПа (при температуре масла 25°C), по паспорту использованной гидроаппаратуры потеря давления не должна превышать 0,3 МПа.

Таблица 6

К оценке потерь давления в гидросистеме приводов подачи

Переменные условия	Давление масла на пульте, МПа			Температура масла, °С
	свободный слив	подача вперед	подача назад	
1	2	3	4	5
В системе подачи бурильного механизма				
Система фильтрации в состоянии поставки	1,6-1,8 1,6-1,8 1,6-1,8	7,5 7,5 7,0-7,5	8,0 8,0 7,5-8,0	25 27 30
Среднее	1,7	7,5	8,0	27
Сливной фильтр без фильтроэлемента	1,2 1,2 1,2	6,0 6,0 6,0	6,5 6,5 6,5	25 27 30
Среднее	1,2	6,0	6,5	30
Сливной фильтр с новым фильтроэлементом	1,25 1,25 1,25	6,0 6,5 6,0	6,0-6,5 6,0-6,3 6,0-6,5	25 27 30
Среднее	1,25	6,0	6,43	27

Продолжение табл. 6

1	2	3	4	5
В системе подачи телескопа				
Система фильтрации в состоянии поставки	1,6-1,8 1,6-1,8 1,6-1,8	7,0-7,5 7,0-7,5 7,0-7,5	7,5-8,0 7,5-8,0 7,5-8,2	25 27 30
Среднее	1,7	7,25	7,7	27
Сливной фильтр без фильтроэлемента	1,2 1,2	7,0 7,0	7,0 7,0	25 30
Среднее	1,2	7,0	7,0	27
Сливной фильтр с новым фильтроэлементом	1,25 1,25 1,25	7,0 6,2-7,3 6,3- 7,5	7,0-7,5 6,5-7,0 6,5-7,3	25 27 30
Среднее	1,25	6,86	6,96	27

Для проверки потерь давления в магистралях приводов подачи (23-31) рукава 30 и 30' отсоединялись от гидродвигателя 31 и рабочая жидкость сливались прямо в гидробак 1 (рис. 24). Данный режим условно можно назвать режимом свободного слива разомкнутой системы. Результаты замеров давления жидкости приведены в табл. 7.

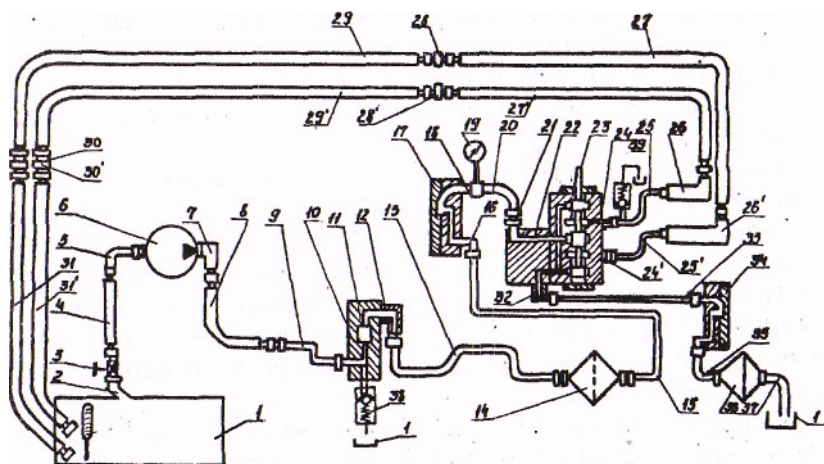


Рис. 24. Схема измерения потерь давления в каждой из магистралей привода подачи.

Таблица 7

	Давление жидкости, МПа		
	подача бурового механизма	подача телескопа	
Вперед	1,6	2,0	36-38
Назад	4,0	2,5	36-38

Следует отметить, что при нейтральных положениях всех управляющих рукояток распределителя 23 давление свободного слива составляло 1,4 МПа. Это говорит о том, что наибольшая потеря давления (2,6 МПа) имеет место в напорной магистрали подачи бурового механизма назад, а наименьшее (0,2 МПа) - при подаче данного механизма вперед. Если потери давления 0,2 МПа находятся в пределах допустимого, то потери в 2,6 МПа являются недопустимыми.

Следующим этапом было определение причин потери давления, как для замкнутой, так и разомкнутой гидросистемы приводов подачи. Предполагались, что потери давления могут возникнуть из-за засорения фильтроэлементов фильтров 14, 36 или сужения сечений некоторых участков гидромагистралей приводов подачи. Проверка влияния засорения фильтроэлемента осуществлялась следующим образом:

начальная проверка фильтроэлементов осуществлялась в момент поставки бурового агрегата с завода-изготовителя;

повторная проверка производилась без фильтроэлементов;

последняя проверка осуществлялась с новыми фильтроэлементами.

Результаты измерений приведены в табл. 6. Видно, что засорение фильтроэлементов (после отработки 10 машиночасов) вызывают незначительную потерю давления (до 0,5 МПа). Новые фильтроэлементы указанных в спецификации типов фильтров вызывают потери давления 0,05 МПа. Указанные потери давления, хотя и являются незначительными, могут играть существенную роль в диагностировании гидросистемы при приемке бурового агрегата и эксплуатации его в шахтных условиях.

Возникает необходимость проведения анализа потерь давления из-за местных сопротивлений в гидромагистралах.

Для этого устанавливаются термодатчики в местах предполагаемых потерь (в местах изгиба, стыковки металлических труб, соединения металлических штуцеров с гибкими рукавами и др.) с целью определения мест интенсивного нагревания участков гидромагистралей. Через 15 минут работы гидросистемы привода подачи было выявлено, что интенсивнее всего нагревается патрубок 25' (рис. 21), соединяющий гибкий рукав 27 с выходным штуцером гидрораспределителя 23. Данный патрубок находится в напорной магистрали отвода бурового механизма. Потери давления 2,6 МПа произошли в данной магистрали. Проверка поперечного разреза патрубка 25' показала, что из-за некачественного выполнения сварки на сварном шве патрубка с внутренней стороны образовался выступ, сужающий условное проходное сечение патрубка до 3,0 мм, хотя номинальное значение проходного сечения должно составлять 8,0 мм. Для оценки степени потери давления патрубок 25' был заменен гибким рукавом с условным проходным сечением 6,0 мм, длиной 0,5 м. Такая замена способствовала снижению потерь давления на 2,0 МПа, то есть, с 4,0 до 2,0 МПа. В последующем было выявлено, что причиной потери давления, равной 2,0 МПа является ошибка конструктора, заложившего в металлических патрубках 25, 25', 26, 26', 27, 27' с условным проходным сечением 8,0 мм ниппели с проходным сечением 5,0 мм. Далее были выявлены другие участки гидромагистралей, вызывающие потери давления из-за местных сопротивлений гидросистемы.

Результаты экспериментальных исследований выявили некоторые недостатки монтажной схемы гидросистемы подающего механизма. Было установлено, что давление в некоторых участках гидромагистралей не могут контролироваться с помощью манометра 19. Поэтому была сделана рекомендация об установлении дополнительных манометров. Например, на выходе клапана 39 необходимо установить манометр, который бы одновременно выполнял 2 функции:

> позволял производить более точную настройку давления жидкости в магистрали привода подачи, т.е. усилия подачи, развиваемого подающим механизмом:

> позволял контролировать состояние фильтроэлемента напорного фильтра 14 при сравнении с показаниями манометра 19. Рекомендации по устранению выявленных недостатков переданы заводу-изготовителю.

Таким образом, для выявления недостатков гидросистемы приводов подачи подающего механизма, которые невозможно учесть при проведении расчетных работ с использованием принципиальных схем, необходимо разрабатывать монтажные схемы данной системы, что позволит выявить недостатки и разработать рекомендации по ее совершенствованию

IV. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

IV.1. Влияние геометрических параметров подающих механизмов на технологические возможности буровых агрегатов

В данном разделе сделана попытка выявить степень влияния ограничений, налагаемых условиями эксплуатации на параметры подающего механизма и какую роль играют параметры подающего механизма при преодолении этих ограничений.

В мировой практике используются различные типы буровых агрегатов для механизации бурения шпуров при проведении горных выработок. Наиболее совершенные агрегаты используются в практике проведения выработок средних и больших сечений, 10-25 м² и более. При таких сечениях подземных выработок агрегаты хорошо вписываются в весь технологический цикл проходческих работ и обеспечивают высокую производительность буровых работ [10].

Более сложной задачей является проходка выработок малого сечения - до 12 м². При таких стесненных условиях работы буровым агрегатам даже при оснащении их мощными бурильными машинами, манипуляторами и шасси, трудно конкурировать с ручным и механизированным инструментом - пневматическими перфораторами на пневмоподдержках, конструкция и методы эксплуатации которых доведены до совершенства. В таких забоях рабочими обычно размещаются и обслуживаются без особых трудностей 2-3 ручных перфоратора с пневмоподдержками. Хотя скорости бурения ручными перфораторами невысокие, но затраты времени на подготовительно-заключительные и вспомогательные операции сведены к минимуму и составляют 1,5-2,0 минуты на 1 м шпура [18]. Поэтому практика так долго мирится с применением в выработках малых сечений ручных перфораторов на пневмоподдержках.

Естественно, вновь создаваемые буровые агрегаты должны быть конкурентоспособными по производительности бурения с ручными перфораторами на пневмоподдержках как при проходке выработок больших, средних, так и малых сечений. Для этого буровой агрегат должен быть оснащен мощным бурильным механизмом, способным по скорости бурения превосходить перфоратор в 2-3 раза при бурении пород различной крепости. Кроме этого, обслуживание агрегата должно занимать как можно меньше времени на подготовительно-заключительные и вспомогательные операции, которые при существующих технологиях буровзрывных работ в подземных выработках довольно трудоемки как по доставке агрегата в забой, по установке его для бурения комплекта шпуров, так и по демонтажу агрегата от энергосети и транспортировке его от забоя после бурения.

В процессе обуривания забоя, вспомогательные операции по перемещению бурильной машины от шпура к шпуру, настройка машины для бурения каждого шпура, забуривание шпура с небольшой скоростью, вывод инструмента из пробуренного шпура и его очистка также требуют значительных затрат времени и труда бурильщика.

Оказалось, что при применении существующих буровых агрегатов время, затрачиваемое на вспомогательные операции, также трудно довести до значений, достигнутых при применении ручного инструмента, который находится в руках квалифицированного рабочего.

Для уменьшения времени на подготовительно-заключительные операции, буровой агрегат должен быть самоходным, оснащен устройством перестановки для разминовки и должен иметь как можно меньшие транспортные габариты. Это дает возможность применения агрегата при многозабойном обслуживании, что увеличивает коэффициент его использования.

По нашему мнению, неудачи создания и внедрения в практику ряда конструкций буровых агрегатов связаны с тем, что они как правило, предназначались и могли осуществлять механизацию только одной технологической операции - бурения шпуров в грудь забоя для взрывной отбойки в силу несовершенства конструкций прежде всего их бурильных машин. Данные [8, 10] показывают, что самой компактной по длине бурильной машиной является машина агрегата УБШ-221 П, которая имеет общую длину 3,2 м и может бурить анкерные шпуры в выработке сечением 3,4 x 3,4 м (11,5 м²) и больше. В выработках малого сечения бурильную машину этого агрегата невозможно устанавливать перпендикулярно продольной оси выработки из-за больших габаритов по длине.

Поэтому для механизации бурения шпуров другого назначения - анкерования кровли, бурения шпуров для подвески инженерных коммуникаций и др., требуется дополнительный механизированный инструмент. Поэтому, на наш взгляд механизацию операций бурения шпуров в любых условиях целесообразно осуществлять с помощью буровых агрегатов с расширенными функциональными возможностями, т.е., с помощью многофункциональных буровых агрегатов, которые в этих же сечениях, кроме бурения взрывных шпуров во фронтальном направлении, могут осуществлять бурение анкерных и других шпуров для инженерных целей в радиальном направлении.

Для применения одного и того же агрегата при бурении всего комплекта шпуров, его бурильная машина, состоящая из подающего, бурильного механизмов и бурового инструмента, должна обладать более широкими функциональными возможностями. Манипулятор должен иметь возможность устанавливать бурильную машину во все необходимые положения в призабойном пространстве, а подающий и бурильный механизм - обеспечивать различные режимы бурения в зависимости от физико-механических свойств буримых пород, глубины бурения и назначения буримых шпуров. Для этого геометрические параметры бурильной машины должны позволять устанавливать её в необходимое положение в стесненных условиях подземных выработок и обеспечивать при этом необходимый рабочий ход подачи.

Шпуры, буримые при проведении подземных выработок условно можно разделить на две группы: основные

шпуров для взрывной отбойки, буримые в грудь забоя параллельно или слабо наклонно к продольной оси выработки; вспомогательные Шпуров и скважины для инженерных целей, буримые в борта, почву и кровлю, перпендикулярно продольной оси выработки.

Глубина буримых шпуров для взрывной отбойки зависит от многих факторов: площади сечения выработки, напряженно-деформационного состояния массива пород и от решения организационных вопросов, возникающих при проведении выработок. Анализ результатов работ [10, 18, 15] показал, что глубина взрывных, шпуров для выработок сечением от 10 м до составляет от 1,3 до 4,0 м, а для выработок большого сечения до 4 м.

Следовательно, подающий механизм многофункционального агрегата в зависимости от размеров сечения выработки должен обеспечивать рабочий ход подачи 1,3-4,0 м.

Глубина шпуров для анкерного крепления зависит от ширины выработки и напряженно-деформационного состояния массива пород и по рекомендациям [8] для выработок малого сечения составляет 0,9-2,2 м. Для бурения каждого из типов шпуров к параметрам подающего механизма бурового агрегата предъявляются специфические требования.

До появления буровых инструментов с твердосплавными вставками подающие механизмы буровых агрегатов выполнялись короткоходовыми. Основанием для этого было использование для бурения резцов из углеродистой стали. Такие инструменты быстро изнашивались, и при бурении одного шпура необходимо было 3-4 раза сменить буровой инструмент. С появлением твердосплавного бурового инструмента ограниченность хода короткоходовых подающих механизмов не позволяла использовать их преимущества и повышенных режимов бурения из-за значительных затрат времени на вспомогательные операции, связанные с заменой затупленного инструмента. Стойкость коронок, армированных твердосплавными вставками, позволяет пробурить с промывкой без их замены от 5 до 8 м шпуров в породах крепостью $f = 6-8$. Это дало возможность устранить промежуточную замену инструмента при бурении каждого шпура. Кроме того, определилась необходимость создания длинноходовых подающих механизмов с непрерывной подачей инструмента на всю длину шпура. Первые образцы таких машин были созданы на базе результатов исследований [3,4], которые послужили основой для создания бурильных машин выпускаемых ныне буровых агрегатов.

Одним из основных требований к подающим механизмам многофункциональных буровых агрегатов является их исполнение по длинноходовой схеме, т.е. создание таких длинноходовых подающих механизмов, которые своей компактностью должны обеспечивать бурение различных видов шпуров, а своей универсальностью - различные режимы бурения в породах различной крепости.

Другим главным требованием к параметрам многофункционального бурового агрегата является возможность его бурильной машины занимать любое необходимое положение в довольно стесненном призабойном пространстве. Такая возможность бурильной машины, в основном, зависит от геометрических параметров её подающего механизма.

При бурении шпуров для взрывной отбойки основное рабочее положение бурильной машины относительно забоя таково, что её продольная ось должна ориентироваться перпендикулярно или слабо наклонно к плоскости забоя. В данном случае общая длина бурильной машины может иметь значительную величину и жестко не лимитируется габаритами горной выработки. Технологическим фактором, определяющим общую длину бурильной машины, является глубина буримого шпура при применении прямых врубов и угол наклона врубовых шпуров при использовании наклонного вруба.

При бурении вспомогательных шпуров для инженерных целей бурильная машина занимает перпендикулярное положение относительно продольной оси выработки. При этом общая длина бурильной машины жестко ограничивается геометрическими параметрами поперечного сечения выработки. Для установки бурильной машины в таком положении необходим и некоторый дополнительный зазор между стенкой выработки и торцами бурильной машины. Многолетний опыт испытания образцов буровых агрегатов в подземных выработках позволил сделать вывод, что величина этих зазоров, исходя из условий безопасности перемещения машины в призабойном пространстве, может приниматься равной 100 мм. Тогда минимально возможная общая длина бурильной машины должна быть на 200 мм короче, чем самая меньшая сторона поперечного сечения выработки. Но при такой общей длине она должна обеспечивать необходимый рабочий ход подачи, равный глубине буримых шпуров.

Таким образом, к подающим механизмам буровых агрегатов предъявляются противоречивые требования: с одной стороны он должен быть компактным по длине, с другой стороны - обеспечивать значительный ход подачи, равной глубине буримых шпуров. Это в свою очередь требует проанализировать, как же решены конструкторами различных фирм такие противоречивые задачи.

IV.2. Критерии сравнения подающих механизмов бурильных машин

При конструировании подающих механизмов многофункциональных буровых агрегатов, необходимо предъявлять более жесткие требования к рациональному использованию длины бурильной машины, чем это делалось ранее для механизмов буровых агрегатов, предназначенных только для бурения взрывных шпуров в грудь забоя.

Поэтому, одной из главных задач конструкторов при стремлении расширить функциональные возможности буровых агрегатов, должно быть обеспечение компактности их бурильных машин по длине. Исходя из этого, необходимо стремиться к обеспечению максимального значения полезного хода подачи при минимальной габаритной длине машины.

Существует множество видов конструкций подающих механизмов различных фирм, Для оценки их параметров необходимо было разработать критерии сравнения. Для этого на первых порах создания длинноходовых бурильных машин возникла необходимость введения критерия сравнительной оценки компактности уже известных конструкций подающих механизмов. В качестве такого критерия еще в 60-е годы был введен "коэффициент использования длины бурильной машины" [9]:

$K = L_{рх} / L_{общ}$,

где $L_{рх}$ - ход подачи, обеспечиваемый подающим механизмом, м;
 $L_{общ}$ - общая длина бурильной машины, м.

Этот коэффициент позволил объективно оценить компактность бурильных машин, имеющих одинаковый ход подачи, обеспечиваемый их подающими механизмами. Но при сравнении компактности бурильных машин, имеющих разные значения хода подачи, возникают некоторые трудности, для устранения которых автором введен "приведенный коэффициент компактности бурильных машин по длине", определяемый по формуле:

$$K_{пр} = L_2 / L_{общ} - (L_1 - L_2),$$

где L_2 - ход подачи базовой бурильной машины, с которым сравниваются другие машины, м;

L_1 - ход подачи сравниваемой бурильной машины, м;

$L_{общ}$ - общая длина сравниваемой бурильной машины, м.

Опыт испытания буровых агрегатов в подземных выработках, накопленный автором, позволил установить, что высота подающего механизма также влияет на технологические возможности агрегата и параметры его манипулятора.

Например, по требованию паспортов буровзрывных работ устья Полозовых шпуров, буримых под некоторым углом, находятся на высоте не более 250 мм от почвы выработки (рис. 25). Бурение таких шпуров с помощью буровых агрегатов можно осуществить либо поворотом бурильного механизма к почве выработки (рис. 25 б), либо без поворота бурильного механизма (25 а), если расстояние h от нижней полки направляющей балки подающего механизма до оси бурового инструмента не превышает 250 мм. Бурение полозовых шпуров поворотом бурильного механизма к почве выработки требует дополнительных затрат времени и затруднено в связи с ухудшением обзорности места бурения в процессе настройки на шпур и в процессе непосредственного бурения. Поэтому бурение Полозовых шпуров желательно осуществлять без поворота бурильного механизма к почве выработки.

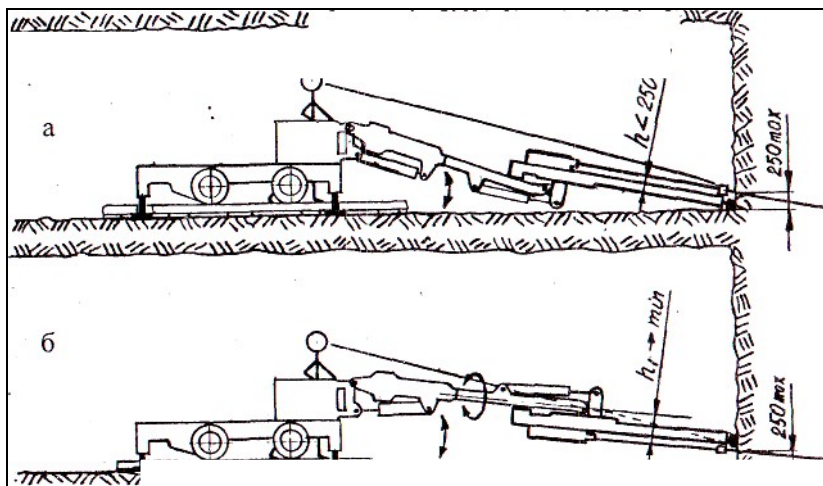


Рис. 25. Влияние высоты бурильной машины на технологические возможности бурового агрегата при бурении наклонных полозовых шпуров и обзорность места бурения.

Для удовлетворения этого требования, при создании подающих механизмов буровых агрегатов, необходимо стремиться к обеспечению их компактности и по высоте. Высота подающего механизма, кроме технологической возможности агрегата при бурении полозовых шпуров, также влияет на геометрические параметры, конструкцию и тип привода вращения манипулятора. Изменение момента вращения манипулятора происходит по синусоидальной кривой. Своего максимального значения момент вращения достигает, когда бурильная машина повернута в бок стрелы манипулятора, и её необходимо поднимать вращением стрелы вверх. Значение момента вращения можно определить из зависимости:

$$M_{вр} = G h \cos \phi, \text{ кгс-м,}$$

где G - вес бурильной машины, кгс;

h - расстояние между осью вращения стрелы манипулятора и центром тяжести бурильной машины по высоте, м;

ϕ — угол поворота бурильной машины относительно горизонтальной плоскости проходящей через ось вращения стрелы манипулятора, град.

Плечо h зависит от высот: h_1 - опорной плиты, через которую бурильная машина смонтирована на стреле манипулятора; h_2 - подающего механизма и h_3 - опорной поверхности бурильного механизма до оси бурового инструмента. Обзор конструкций подающих механизмов, проведенный автором, позволил установить, что высота подающего механизма h_2 составляет до 55% от суммы высот h_1 , h_2 , h_3 .

Интенсивность возрастания момента вращения манипулятора увеличивается с увеличением высоты бурильной машины, а также с повышением веса бурильной машины. Это позволило сделать вывод о том, что при конструировании новых подающих механизмов (особенно телескопических), необходимо стремиться к обеспечению их компактности по высоте и уменьшению их металлоемкости.

Исходя из этого, для сравнительной оценки компактности телескопических подающих механизмов по высоте, автором предложен критерий "коэффициент компактности телескопических подающих механизмов по высоте", который определяется по формуле:

$$K_{в} = 1 - (h_2 / (h_1 + h_2)),$$

где h_1 - высота нижней направляющей балки, мм;

h_2 - высота верхней направляющей балки, мм;

h_b - суммарная высота направляющих балок телескопического механизма в собранном состоянии, мм.

К весовым параметрам подающих механизмов также предъявляются жесткие требования, т.к. они существенно влияют на геометрические параметры манипулятора, шасси и других узлов бурового агрегата. Для сравнения подающих механизмов необходимо было разработать критерии оценки по весу.

Критерием сравнения по весу может служить известный "коэффициент металлоемкости" [25], определяемый по формуле:

$$K_m = G/L_{рх},$$

где G - вес подающего механизма, кгс;

$L_{рх}$ - ход подачи, обеспечиваемый подающим механизмом, м.

Проведенный анализ по данному критерию позволил выявить некоторые причины, приводящие к повышению металлоемкости подающих механизмов, которые подробно описаны в следующем разделе данной работы.

Таким образом, для сравнительной оценки подающих механизмов буровых агрегатов можно использовать три предложенные выше критерия. Сравнительный анализ компактности и металлоемкости известных конструкций подающих механизмов, будет приведен ниже.

IV.3. Классификация подающих механизмов

В практике горного машиностроения выпускаются различные типы подающих механизмов. Разнообразие задач, решаемых в каждом конкретном случае, привело к тому, что известные подающие механизмы существенно отличаются друг от друга по своим параметрам и конструктивному исполнению. Исследовать все типы подающих механизмов невозможно, поэтому, в данной работе проведена классификация подающих механизмов с целью сравнения их по разработанным критериям и определения, какие из них в наибольшей степени удовлетворяют тем или иным требованиям, предъявляемым условиями эксплуатации.

Основными элементами подающих механизмов являются (рис. 26): привод механизма, состоящий из приводного двигателя 1, передаточного механизма 2 и тягового органа 3; направляющая балка 4 с подвижным 5 и неподвижным 6 люнетами; распорное устройство 7 и механизм шлангоукладки 8.

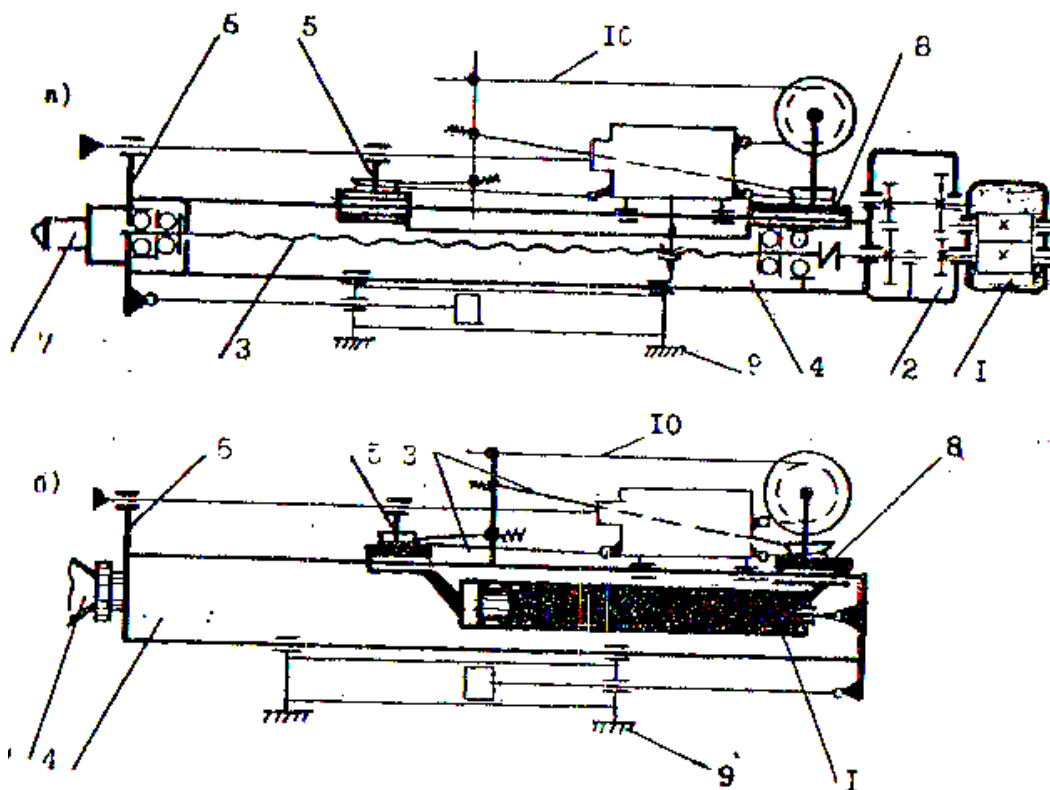


Рис.26. Основные элементы подающих механизмов буровых агрегатов:

а - с приводными двигателями вращательного действия; б - с приводными двигателями поступательного действия. 1 - приводной двигатель, 2 - передаточный механизм, 3 - тяговый орган, 4 - направляющая балка, 5,6 - подвижный и неподвижный люнеты, 7 - распорное устройство, 8 - механизм шлангоукладки, 9 - опорная плита манипулятора, 10 - энергоподводящие рукава.

Основными признаками классификации могут служить следующие критерии:

- > принцип действия приводного двигателя;
- > связь приводов подачи с другими механизмами;
- > тип тягового органа;
- способ обеспечения хода подачи;
- тип направляющей балки по выполняемой функции;
- > исходные профили и материалы направляющей балки;
- тип распорного устройства;

вид энергоносителя;
способ управления.

Одним из основных признаков классификации является принцип действия приводного двигателя подачи. По данному признаку подающие механизмы можно разделить на механизмы с двигателями вращательного действия и с двигателями поступательного действия.

В механизмах с приводными двигателями вращательного действия вращение вала двигателя 1, через передаточный механизм 2 передается тяговому органу 3, который преобразует вращательное движение вала двигателя в поступательное движение бурильного механизма. Изменение направления перемещения бурильного механизма достигается соответствующим реверсом приводного двигателя 1 (рис. 26).

К подающим механизмам с приводными двигателями вращательного действия можно отнести механизмы буровых агрегатов:

УБА "Аскатеш" конструкции Института автоматики АН Киргизской ССР [2];

БУ-1, БУР-2, 1СБУ-2К [7], выпускаемые Кузнецким машино-строительным заводом;

BMS, BMM фирмы "Атлас Копко" (Швеция) [28], KS, EXT, CF фирмы "Тамрок" (Финляндия) [29], 2MSB фирмы "Гарднер-Денвер" (США) [32] и другие.

Передаточные механизмы 2 (рис. 26 а), предусмотренные в таких подающих механизмах, как правило, выполняются в виде обычных редукторов, с помощью которых достигаются необходимые силовые и скоростные характеристики данных механизмов.

По признаку связи механизма привода подачи с другими механизмами бурильной машины, подающие механизмы можно разделить на:

> механизмы с кинематической связью механизмов вращения бурового инструмента, т.е. совмещенным приводом с вращателем. К таким механизмам можно отнести колонковое сверло ЭБК, электробур ЭБР-1, длинноходовое электросверло ЭДП-2, бурильную машину МБУ.

> механизмы с автономным приводом, не связанным с вращателем.

Все современные подающие механизмы выполнены с автономными приводами, не связанными с вращателем.

В подающих механизмах с приводными двигателями поступательного действия (поршневые механизмы) движение поршня 2 (рис. 26 б) или корпуса цилиндра 1 с помощью тяговых органов 4,6 передается к бурильному механизму 3. Изменение направления движения бурильного механизма осуществляется путем соответствующего изменения направления потока энергоносителя.

К подающим механизмам такого типа можно отнести механизмы буровых агрегатов: КБА-2Р конструкции Института автоматики АН Киргизской ССР [12], VV-4 (ЧССР) [12], БКГ-2 (КМЗ), УБШ 221 (НИПИ Гормаш) [12], УБШ 321 (СКВ СГО), подающие механизмы типа ВМН - "Атлас-Копко" [28], НМФ - Гарднер-Денвер [32], СЛ и СС - "Секома" (Франция) [24] и МСА - "Линден-Алимак" (Швеция) [30] и др.

Следующим важным признаком классификации является тип тягового органа подающего механизма. По этому признаку подающие механизмы с двигателем вращательного действия могут быть разделены на винтовые, цепные, реечные.

Принципиальные схемы таких механизмов, наиболее распространенных в практике показаны на рис. 27.

Винтовыми тяговыми органами снабжены подающие механизмы серийных агрегатов БУ-1, БУР-2, СБУ-2, СБУ-2К (КМЗ), мобильных гидрофицированных агрегатов семейства "Аскатеш" (Институт автоматики АН Киргизской ССР), механизмы типа BMS (Атлас-Копко), 2MSB, 2MSU (Гарднер-Денвер) и др.

Подающие механизмы буровых агрегатов 1БУ-1, 1 БУР-2, 1 СБУ-2, 1БУ-2К (КМЗ), механизмы типа ВММ (Атлас-Копко), KS, EXT, CF (Тамрок) [26] и др. оснащены цепными тяговыми органами. Подающие механизмы с реечным тяговым органом применяются редко.

По данному признаку подающие механизмы с двигателем поступательного действия могут быть разделены на: механизмы с жестким тяговым органом; механизмы с гибким тяговым органом; механизмы и комбинированным тяговым органом.

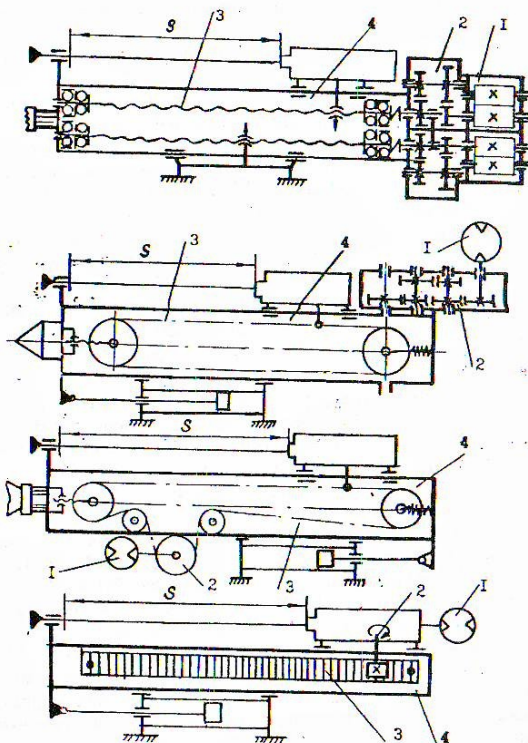


Рис. 27. Схемы подающих механизмов с приводными двигателями вращательного действия. Тяговые органы: а -

винтовой; б, в - цепной; г - реечный. 1 - приводной двигатель, 2 - передаточный механизм, 3 - тяговый орган, 4 - направляющая балка.

В механизмах с жесткими тяговыми органами усилие, развиваемое силовым цилиндром 1 (рис. 28) непосредственно передается к салазкам бурильного механизма 3 через жесткий шток 4. По такой схеме выполнен подающий механизм бурового агрегата СБКН-2 [12].

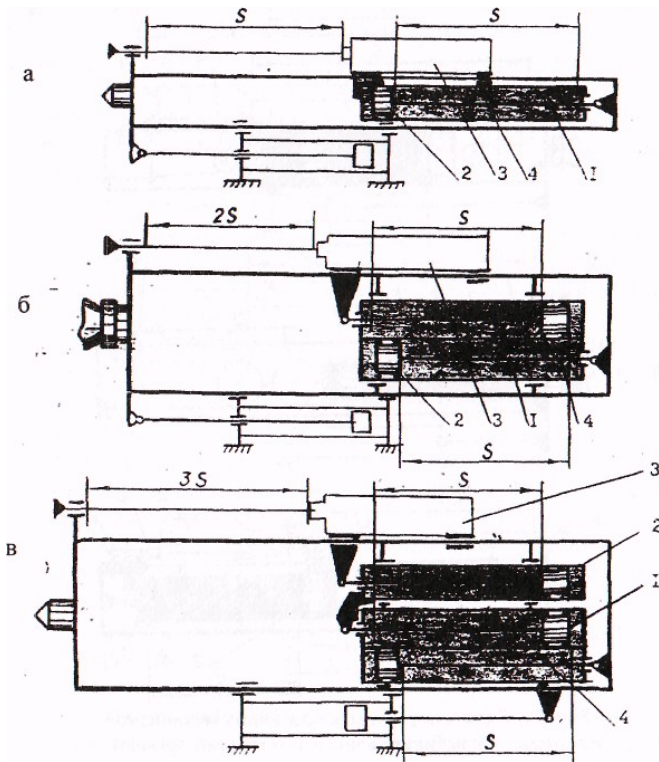


Рис. 28. Схема поршневых подающих механизмов с жесткими тяговыми органами.
 а - с одинарным цилиндром, б - со сдвоенным цилиндром,
 в - с строенным цилиндром. 1 - силовой цилиндр, 2 - поршень,
 3 - бурильный механизм, 4 - шток.

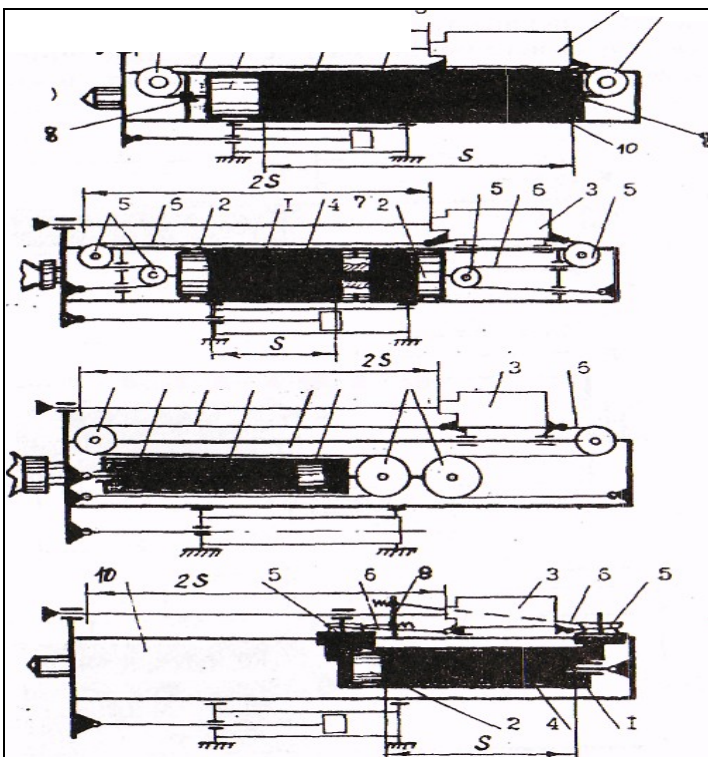


Рис. 29. Схемы поршневых подающих механизмов с гибкими и комбинированными тяговыми органами.

а - механизм без удвоителя хода с несуще-силовым цилиндром; б - механизм с удвоителем хода с несуще-

силовым цилиндром; в, г - механизмы с удвоителями хода с силовым цилиндром. 1 - силовой цилиндр, 2 - поршень, 3 - бурильный механизм, 4 - шток, 5 - система блоков, 6 - тяговый орган, 7 - диафрагма, 8 - уплотнительные элементы, 9 - стойка, 10 - направляющая балка.

В механизмах с гибкими тяговыми органами усилие, развиваемое силовым цилиндром 1 (рис. 29 а), передается к салазкам бурильного механизма 3 с помощью гибкого тягового органа, перекинутого через систему блоков 5. В качестве тягового органа, как правило, используется канат или цепь.

Такую схему имеют подающие механизмы переносной бурильной установки типа УПБ-1, выпускаемой Кыштымским машиностроительным заводом и бурового агрегата МАС-500 фирмы "Экипман Минье" (Франция) в пневматическом исполнении [24].

В механизмах с комбинированными тяговыми органами усилие, развиваемое силовым цилиндром 1, передается салазкам бурильного механизма 3 с помощью штока 4 или корпуса 1 и гибкого тягового органа 6 с системой блоков 5 (рис. 29 б-г). В качестве гибких органов применяется также канат или цепь.

По схеме, приведенной на рис. 29 б, выполнены подающие механизмы буровых агрегатов КБА-2Р (ИА АН Киргизской ССР) и агрегата VV-4 (ЧССР). Подающий механизм типа TUJ (Секома) выполнен по схеме, приведенной на рис. 29 в. Наиболее распространенной в практике является схема, приведенная на рис. 29 г. По данной схеме выполнены современные подающие механизмы фирм: "Атлас-Копко" - ВМН, Гарднер-Денвер - НРМ, Секома - СЛ, СС и Алимак - МСА.

С целью увеличения полезной длины и уменьшения общей длины подающего механизма, способы обеспечения рабочего хода подачи могут быть различными. Различный ход подачи может быть обеспечен как применением специальных множителей хода, так и без них. Умножение хода подачи осуществляется, как правило, одним из следующих характерных способов:

посредством гибких полиспастов (механизмы, приведенные на рис. 29 б, в, г);

с помощью сдвоенных, строенных (рис. 28 б, в) или телескопических цилиндров;

путем изменения длины направляющей балки подающего механизма за счет ее телескопического исполнения.

Рабочий ход поршневых подающих механизмов с жесткими тяговыми органами может быть обеспечен одинарным цилиндром (рис. 29 а), когда рабочий ход подачи равен ходу поршня 2 или корпуса цилиндра 1, либо сдвоенными или строенными силовыми цилиндрами. В последнем случае рабочий ход подачи равен сумме ходов поршней каждого цилиндра (рис. 28 б, в).

В поршневых механизмах с гибким тяговым органом необходимая подача обеспечивается без множителей хода. В этом случае ход подачи равен ходу поршня (рис. 29 а). В механизмах с комбинированными тяговыми органами ход подачи обеспечивается только с помощью множителей хода (чаще всего полиспастные удвоители хода). При этом величина хода подачи увеличивается в соответствии с принятой кратностью полиспафта (рис. 29 б, в, г).

С целью расширения функциональных возможностей буровых агрегатов в последнее время все более широкое применение находят подающие механизмы, в которых изменение хода подачи достигается путем соответствующего изменения длины направляющей балки, т.е. телескопические подающие механизмы. На рис. 30 приведены схемы наиболее распространенных в практике горного машиностроения подающих механизмов, выполненных по такой схеме.

Телескопические подающие механизмы, в отличие от обычных, имеют, как правило, две направляющие балки: нижнюю и верхнюю. Суммарный рабочий ход подачи S состоит из хода подачи S_2 бурильного механизма по верхней балке и хода подачи S_1 верхней балки вместе с бурильным механизмом. При этом, для бурения основных шпуров используется суммарный рабочий ход S полностью, а для бурения укороченных вспомогательных шпуров верхнюю балку предварительно складывают с нижней и используется только ход S_2 бурильного механизма относительно верхней балки. В телескопических подающих механизмах в качестве привода могут быть использованы как двигатели вращательного, так и поступательного действий.

Телескопические подающие механизмы в свою очередь могут быть разделены на одноприводные и двухприводные.

Механизм считается одноприводным, когда подача бурильного механизма и складывание составных балок осуществляется одним двигателем. При этом невозможно осуществлять подачу бурильного механизма и складывание балок раздельно. По такой схеме выполнен поршневой подающий механизм с цепным тяговым органом бурового агрегата УБШО-Г конструкции ЦПКТБ Минцветмета Казахской ССР (рис. 30 в). К этой группе также можно отнести цепные подающие механизмы типа ЕХТ конструкции фирмы "Тамрок" (рис. 30 б).

Преимуществом механизмов типа ЕХТ является возможность раздельной подачи бурильного механизма, когда составные балки подающего механизма зафиксированы друг относительно друга.

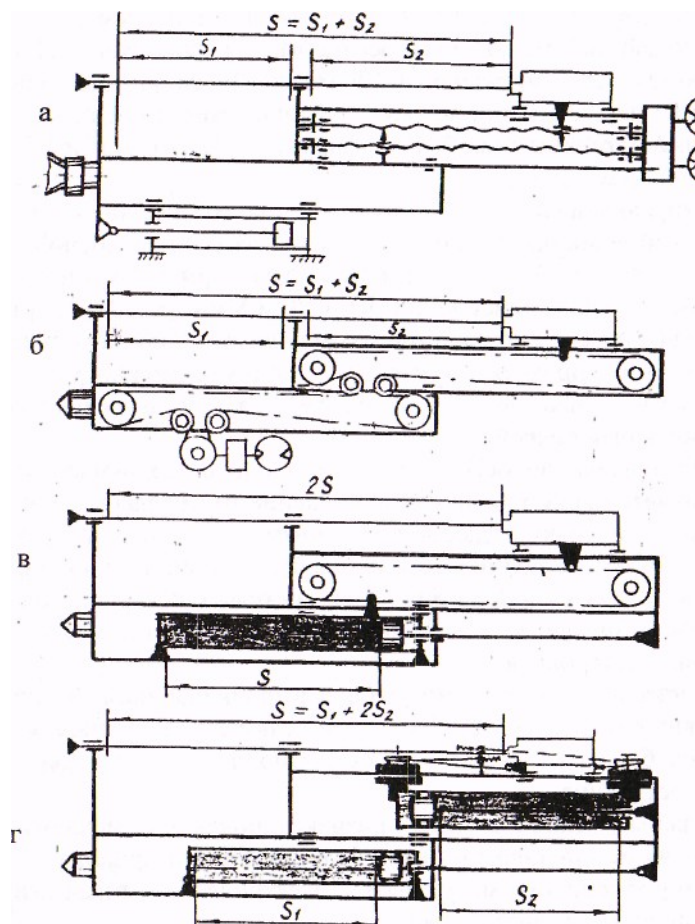


Рис. 30. Схемы телескопических подающих механизмов.
 а - винтовой; б - цепной, с двигателем вращательного действия;
 в, г - канатно-поршневой (цепно-поршневой) с двигателем
 поступательного действия.

В двухприводных подающих механизмах подача бурильного механизма и механизм складывания балок имеют индивидуальные приводы. Преимуществом данной группы телескопических подающих механизмов является возможность осуществления раздельной подачи бурильного механизма и складывания составных балок, независимо друг от друга. Такую схему имеют винтовой телескопический подающий механизм агрегата МБА-1 "Аскадеш" Института автоматики АН Киргизской ССР (ныне Институт машиноведения НАН КР) (рис. 30 а), поршневые подающие механизмы с канатными тяговыми органами типа ВМН/Т фирмы "Атлас Копко" и СТ фирмы "Секома" (рис. 30 г).

Направляющая балка является основным несущим элементом бурильной машины. В подающих механизмах переносной бурильной установки УПБ-1, агрегатов МАС-500 фирмы "Экипман-Минье" в пневматическом исполнении, КБА-2Р и VV-4 (ЧССР) [12] направляющая балка совмещена с корпусом силового цилиндра (рис. 29 а).









По этому признаку подающие механизмы можно разделить на механизмы с несущей направляющей балкой и несуще-силовой направляющей балкой.

Отличительной особенностью различных подающих механизмов является конструктивное исполнение их направляющих балок. По этому признаку подающие механизмы нами условно разделены на механизмы с направляющей балкой из прокатных профилей круглой и V-образной формы и механизмы с составной балкой из прокатных профилей различной конфигурации, штампованных из листовых материалов.

Прокатные профили могут быть выполнены как из стали, так и из легких сплавов. В табл. 8 приведены поперечные сечения направляющих балок наиболее часто встречающихся в практике горного машиностроения. Важным отличительным признаком подающих механизмов может служить вид энергии, используемой для его привода. По этому признаку механизмы могут быть с электрическим, пневматическим и гидравлическим приводами.

Подающие механизмы с двигателями вращательного действия могут быть как электрическими, пневматическими, так и гидравлическими, а поршневые механизмы, как правило, являются либо пневматическими, либо гидравлическими.

Примеры конструктивного исполнения направляющих балок подающих механизмов

Форма поперечного сечения балки	Наименование материала	Тип подающего механизма, изготовитель
	Прокат круглой формы из стали и легких сплавов	КБА-2Р (ИААН КиргССР) УУ-4 (ЧССР), УПБ-1 (Кыштымск. машзавод) МАК-500 (Экипман Минье)
	Составные из стальных профилей	УБА "Аскатеш" (ИА АН Кирг. ССР)
		КС (Тамрок), I СБУ-2К (Кузмашзавод)
		НР М (Гарднер Денвер)
		БУ-1, БУР-2, СБУ-2 (Кузмашзавод)
	У-образные из сплавов алюминия	ВМН (Атлас Копко), 2MSB, 2MSUC (Гарднер Денвер), МСА, МКА (Линден Алиммак)
	Штампованные из стальных листовых материалов	СС, СЛ (Сексма)
		СФ (Тамрок)

По способу управления подающие механизмы могут быть:

с ручным управлением, когда операции по включению, выключению и реверсу выполняются вручную; полуавтоматические, когда включение рабочего хода механизма ручное, а обратного хода - автоматическое; автоматические, когда все операции включения, выключения и реверса выполняются автоматически.

По конструктивному исполнению одного из важных узлов бурильной машины - распорного устройства, подающие механизмы могут быть:

с распорным устройством с жестким основанием, выполненным в виде штыревой пики, армированной твердосплавной вставкой или в виде резиновой пяты;

с выдвигаемым, телескопическим распорным устройством.

В зависимости от количества штыревых элементов на опорных пятах, входящих в непосредственный контакт с забоем, жесткие распорные устройства, могут быть условно подразделены на одно- и многоштыревые.

В конструкциях буровых агрегатов последних моделей все чаще находят применение распорные устройства, опорные пяты которых выполнены из массивной литой резины. Такие устройства, являясь относительно простыми, в то же время создают возможность более надежной фиксации бурильной машины относительно забоя, благодаря способности резиновых пят адаптироваться к поверхности забоя и к эффективному использованию сил трения.

Характерным недостатком жестких распорных устройств является потеря контакта с забоем в случае случайных вывалов пород из под пики или пят в процессе забуривания и бурения. С целью устранения этих недостатков в конструкциях подающих механизмов предусматривают использование телескопических устройств. Такие механизмы выполняются как в виде обычных домкратов с собственным приводом (БУ-1, БУР-2), так и в виде домкратов с дополнительным приводом от аккумуляющих емкостей (УБНГ) [2,7]. Такие механизмы имеют ограниченное применение.

Из распорных устройств с самостоятельным приводом наиболее широкое применение находят устройства с упругим элементом в виде пружины. Пружина в этом случае выполняет как функции привода, так и функции аккумулятора для досылки штока распорной пики. Такими устройствами снабжены подающие механизмы буровых агрегатов IСБУ-2К, IБУ-1, IБУР-2, IСБУР-2 (КМЗ, ЦНИИ-Подземмаш). Устройства в виде сообщающегося сосуда применялись в ранних конструкциях подающих механизмов агрегатов БКГ, БКГМ[7].

Таким образом, предложенная классификация охватывает кинематические, конструктивные и компоновочные характеристики подающих механизмов бурильных машин и их элементов. Разработанная на основе изучения и анализа отечественного и зарубежного опыта создания подобных механизмов классификация, по нашему мнению, дает возможность проведения обоснованного сравнительного анализа и синтеза новых конструкций подающих механизмов, их элементов.

IV.4. Анализ компоновочных схем бурильных машин

На рис. 31 приведены наиболее характерные схемы компоновки бурильных машин. Геометрические параметры бурильных машин, широко применяемых в конструкциях современных буровых агрегатов, значения их коэффициентов K и $K_{пр}$, приведены в табл. 9. Значения приведенного коэффициента $K_{пр}$ приведены к бурильной машине с рабочим ходом подачи 2,3 м, который полностью удовлетворяет требованиям проведения выработок с сечением до 10 м². Из таблицы видно, что бурильные машины имеют различные значения приведенного коэффициента компактности по длине.

Из рис. 31 видно, что основными составляющими общей длины бурильных машин являются рабочий ход подачи и так называемая "нерабочая" длина, которая показана закрашенной зоной. "Нерабочая" длина зависит от габаритов основных узлов бурильной машины, от рациональности их компоновки и при нерациональной компоновке может быть определена по следующей формуле (рис. 31):

где L - "нерабочая" длина бурильной машины;

l_6 - длина бурильного механизма;

$l_р$ - длина распорного устройства;

$l_л$ ~ длина втулки подвижного люнета;

$l_п$ - длина не совмещенной части привода подачи;

$l_ш$ - длина механизма шлангоукладки;

$l_и$ - длина соединительных элементов бурового инструмента

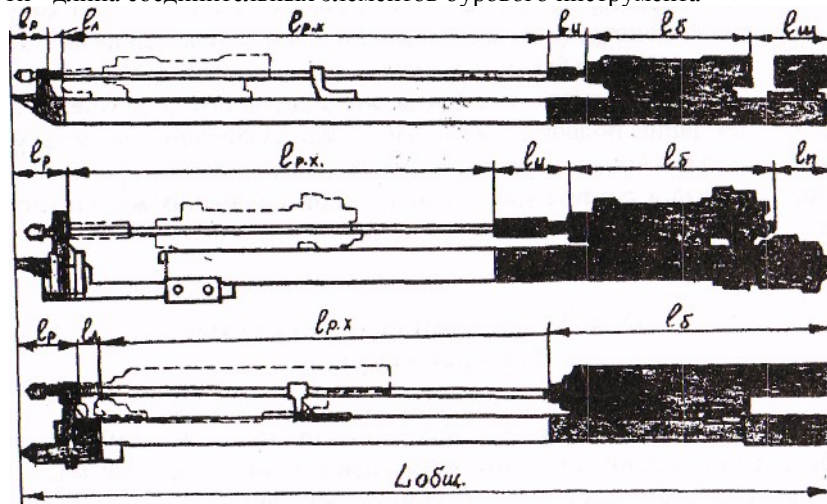


Рис. 31. Характерные схемы компоновки бурильных машин.

Габаритные размеры по длине: l_6 - бурильного механизма; $l_р$ - распорного устройства; $l_л$ - промежуточного люнета; $l_п$ - неперекрытой части привода подачи; $l_ш$ - механизма шлангоукладки; $l_и$ - соединительных элементов буровых инструментов с резьбовыми соединениями; $l_{общ}$ - бурильной машины в целом; $l_{р.х.}$ - рабочего хода подачи.

Результаты выполненных расчетов применительно к машинам, указанным в табл. 9, приведены в табл. 10. Анализ показывает, что подавляющая часть "нерабочей" длины бурильной машины приходится на долю бурильного механизма. При одной и той же приведенной длине рабочего хода значения коэффициента $K_{пр}$ тем выше, чем меньше длина бурильного механизма. Исходя из этого, одним из направлений повышения эффективности использования общей длины машины, является поиск путей уменьшения длины бурильного механизма.

Таблица 9

Геометрические характеристики бурильных машин

Тип подающего механизма, фирма изготовитель	Тип бурильного механизма	Общ. длина бур. машины, м	Рабочий ход подачи, м	K	$K_{пр}$ при $l_2=2,3$ м
1	2	3	4	5	6
БУ-1, БУР-2 (винтовой), Куззмашзавод	БГА-1м вр.-ударн.	4,1	2,75	0,67	0,63
1СБУ-2К (цепной) 1БУР-2, 1БУ-1, Куззмашзавод	БГА-1м	5,85 5,15; 4,55	4,0 3,3; 2,7	0,68 0,64; 0,59	0,55

1СБУ-2К, УБА (винтовой), КМЗ, ИА АН Кирг. ССР	БГА-1м	5,78	4,0	0,69	0,56
185.03.02, СКБ СКГО	СКБ СКГО вр.-ударн.	6,3 5,6	4,0 3,3	0,63 0,59,	0,56
HFM -12 -14 -16 (канатн.-поршн.), Гард.- Ленвер	HPR-1 вр.-ударн.	6,3 6,9 7,5	3,9 4,5 5,1	0,62 0,65 0,68	0,49
2MSB -72 -84 -96 -108	PR-123 вр.- ударн.	3,44 3,75 4,05 4,36	1,85 2,16 2,46 2,77	0,54 0,57 0,60 0,63	0,59
2MSUC-72 -84 -96 -108	PK-123 вр.-ударн.	3,24 3,55 3,85 4,16	1,85 2,16 2,46 2,77	0,57 0,61 0,63 0,66	0,62
KS50A-32 -40 -4 -6 10	L400T вр.-ударн.	4,50 4,83 2,51 3,12 4,55	2,88 3,66 1,50 2,00 3,50	0,71 0,77 0,59 0,64 0,77	0,67
KS160x6 x10	L600 L750 вр.-ударн.	3,12 5,4	2,0 3,6	0,66 0,66	0,68 0,56

Продолжение табл. 9

1	2	3	4	5	6
ВМН канатно-поршневой, Атлас-Копко -612 -614 -616 -618	СОР-1038 вр.- ударн.	5,3 5,9 6,5 7,1	3,4 4,0 4,6 5,2	0,64 0,67 0,71 0,73	0,55
СЛ канатно-поршне-вой, Секома -506Е -570Е -508Е 510Е	РРН-200 вр.- ударн.	2,82 3,12 3,80 4,04	1,64 1,92 2,69 2,80	0,58 0,61 0,69 0,69	0,66
СС канатно-порш-невой, Секома -2006 -2008 -2010 2014	РРН-200 вр.- ударн.	3,37 3,89 4,39 4,93 5,54	1,38 1,99 2,60 3,20 3,75	0,41 0,51 0,59 0,65 0,67	0,55
ВМН/Т цепно-поршневой телескопический	СОР-90ЕД вр.- ударн.	3,43 2,40 4,24 2,97 5,05 3,50	2,4 1,4 3,2 1,9 4,0 2,4	0,70 0,58 0,75 0,64 0,79 0,68	0,69
СТ канатно-порш-невой телескопический, Секома -1857 -1859 -1870	РРК-40 вращ.	3,06 2,50 3,66 2,80 3,86 3,10	2,14 1,57 2,75 1,88 2,98 2,18	0,70 0,63 0,75 0,67 0,77 0,70	0,71
ЕХТ цепной теле- скопический, Тамрок -32/20 -40/24	L50 вр.-ударн.	4,07 2,90 3,25	2,84 1,64 2,02	0,69 0,56 0,62	0,65
УБШОГ цепно-поршневой телескопический, ЦПКТЬ Минцвет-мет Каз. ССР	Импульс-9 вр.- ударн.	4,15 3,04	3,0 1,5	0,72 0,49	0,66 0,59

Продолжение табл. 9

1	2	3	4	5	6
Микробур МБА- 1 "Аскатеш", винтовой телескопический, ИА АН Кирг. ССР	БГА-1М вр.-ударн.	3,3 2,3	2,2 1,2	0,66 0,52	0,66

Таблица 10

Составляющие элементы "нерабочей" длины бурильных машин

Тип бур. машины	Длина составляющих элементов, м					
	16	1р	1л	1П	1Ш	1и
1	2	3	4	5	6	7
БУ-1.БУР-2, СБУ-1Р (винтовые)	1,08	0,145	0,1	0,04		0,04
1СБУ-2К, 1БУР-2, 1БУР-1, (цепные)	1,08	0,325	0,1	0,350		0,04
1БУР, УБА "Аскатеш" (винтовые)	1,08	0,325	0,1	0,225		0,04
УБШ СКБ СГО (канатно-поршневой)	1,125	0,250	0,125	0,225	0,55	0,20
НФМ (канатно-поршневой)	1,11	0,345	0,1	-	0,64	0,265
2MSB (винтовой)	0,997	0,30	0,15	0,30	-	0,20
2MSUC (винтовой)	0,997	0,3	0,15	0,10	-	0,20
KS50A (цепной)	0,710	0,10	0,20	0,15	-	0,20
KS 160 A (канатно-поршневой)	0,86	0,30	0,20	-	-	0,20
Кереги очуруш керек						

Продолжение табл. 10

1	2	3	4	5	6	7
CL500 (канатно-поршневой)	0,50	0,15	0,10	-	0,30	0,16
СС 2000 (канатно-поршневой)	0,50	0,15	0,10	0,05	0,30	0,16
ВМН (канатно-поршневой)	1,0	0,15	0,10	-	0,35	0,20
ВМН/Т (телескоп.)	0,75	0,15	0,10	-	0,30	0,20
СТ1800 (телескоп.)	0,50	0,10	0,10	0,10	-	0,10
УБШО-Г (телескоп.)	1,10	0,15	0,07	-	0,14	0,20
МБА-1, "Аскатеш" (телескоп.)	1,08	0,15	0,07	—	—	0,04

Почти треть "нерабочей" длины бурильной машины (табл. 10) приходится на долю механизма шлангоукладки, которым снабжены, как правило, все современные гидравлические бурильные машины. Этим можно объяснить то, что значение $K_{пр}$ для гидравлических машин существенно меньше по сравнению с пневматическими машинами. Так, бурильная машина агрегата типа УБШ конструкции СКВ СКГО, имеющая бурильный механизм длиной 1,1 м и механизм шлангоукладки длиной 0,5 м имеет $K_{пр} = 0,5$, а машина типа НРМ (Гарднер-Денвер) с бурильной машиной 1,1 м и механизмом шлангоукладки 0,67 м и того меньше - $K_{пр} = 0,49$. По нашему мнению, боковое размещение механизма шлангоукладки в смысле рационального использования длины машины является наиболее перспективным, особенно для буровых агрегатов для выработок малого сечения.

Одним из резервов повышения компактности бурильной машины является уменьшения "нерабочей длины" за счет полного или частичного совмещения длин ее составляющих при их компоновке.

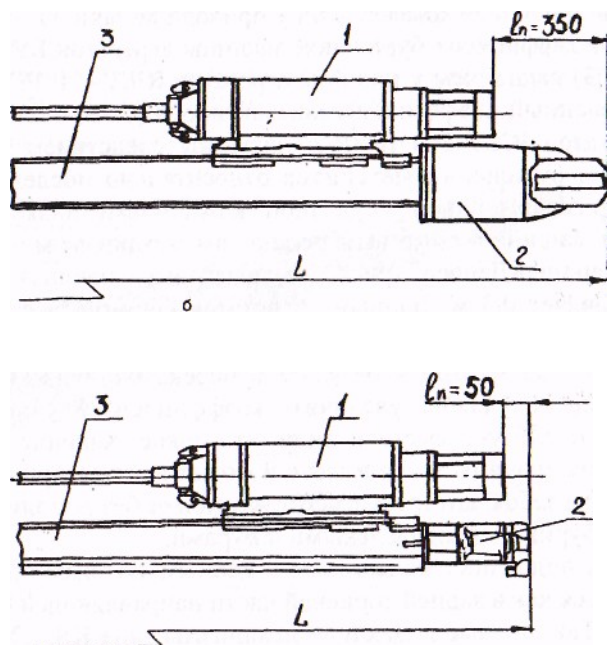


Рис. 32. К анализу схем компоновок бурильных машин.

а - схема компоновки бурильной машины БУ-1, БУР-2, СБУ-2Б; б - схема компоновки бурильной машины 1БУ-1, 1СБУ-2, 1СБУ-2К. 1 - бурильный механизм, 2 - привод подачи, 3 - направляющая балка, L - общая длина бурильной машины, l_n - составляющая "нерабочей длины" бурильной машины.

На рис. 32 а приведены схемы компоновки бурильных машин буровых агрегатов БУ-1, СБУ-2 и БУР-2, выпускаемых серийно Кузнецким машиностроительным заводом. Бурильная машина этих буровых агрегатов имеет винтовой подающий механизм с пневматическим приводом, установленным в задней торцевой части направляющей балки.

Привод подачи, состоящий из редуктора и пневмодвигателя, имеет значительную длину - 0,36 м. Несмотря на это, для этой бурильной машины незначительна одна из составляющих нерабочей длины - расстояние между торцами бурильного механизма и приводом подачи, т.к. в исходном положении хвостовая часть бурильного механизма почти перекрывает длину привода подачи. Поэтому, приведенный коэффициент бурильной машины агрегатов БУ-1, СБУ-2, БУР-2 (0,63) выше, чем у машины агрегатов 1СБУ-2 и 1БУР-2. Низкий приведенный коэффициент компактности (0,55) бурильных машин агрегатов 1СБУ-2 и 1БУР-2 является следствием неудачной компоновки бурильного механизма относительно последнего (рис. 32 б). Примером такой неудачной компоновки является также бурильная машина с винтовым подающим механизмом типа 2МБС фирмы "Гарднер-Денвер" (рис. 33 а): здесь выступающая часть привода составляет 0,3 м. Данный недостаток фирмой был учтен при создании последующей модификации подающего механизма типа 2МСУС (рис. 33 б), где в результате перекомпоновки механизма привода подачи, удалось увеличить коэффициент $K_{пр}$ с 0,59 до 0,62. Однако следует иметь в виду, что такое решение нарушает компактность машины по ее высоте и может явиться причиной увеличения зоны забоя, которую агрегат не сможет без дополнительных маневров обуривать параллельными шпурами.

Привод подающих механизмов с цепным тяговым органом устанавливается как в задней торцевой части направляющей балки, так и под ней. Так, цепные подающие механизмы типа КС, ЕХТ фирмы "Тамрок" имеют приводы подачи, смонтированные под направляющей балкой с передней ее стороны. Такая компоновка привода подачи в сочетании с бурильным механизмом типа L 500 обеспечивает высокое значение приведенного коэффициента их компактности по длине (0,66-0,68). Но такое расположение привода подачи ухудшает технологические возможности бурового агрегата при бурении нижних ползозовых шпуров без поворота бурильного механизма к почве выработки. Видимо это обстоятельство и заставило конструкторов фирмы "Тамрок" в новой конструкции цепного подающего механизма типа СФ скомпоновать привод подачи с задней торцевой стороны балки.

В последнее время широкое применение находят буровые инструменты с резьбовым соединением коронки и хвостовика бурильного механизма. Соединительные элементы бурового инструмента с резьбой имеют значительную длину по сравнению с инструментами с коническими соединениями и составляют до 12,5% метровой длины. Буровые коронки с резьбовым соединением имеют большую длину, что влечет за собой увеличение длины распорного устройства.

Так, у бурильной машины типа НФМ фирмы "Гарднер-Денвер" с буровым инструментом с резьбовым соединением длина соединительных элементов составляет 0,26 м, тогда как у бурильных машин агрегатов БУ-1, 1СБУ-2, БУР-2, СЛ 500 ("Секома") с коническим соединением инструмента, эта длина составляет всего 0,05 м.

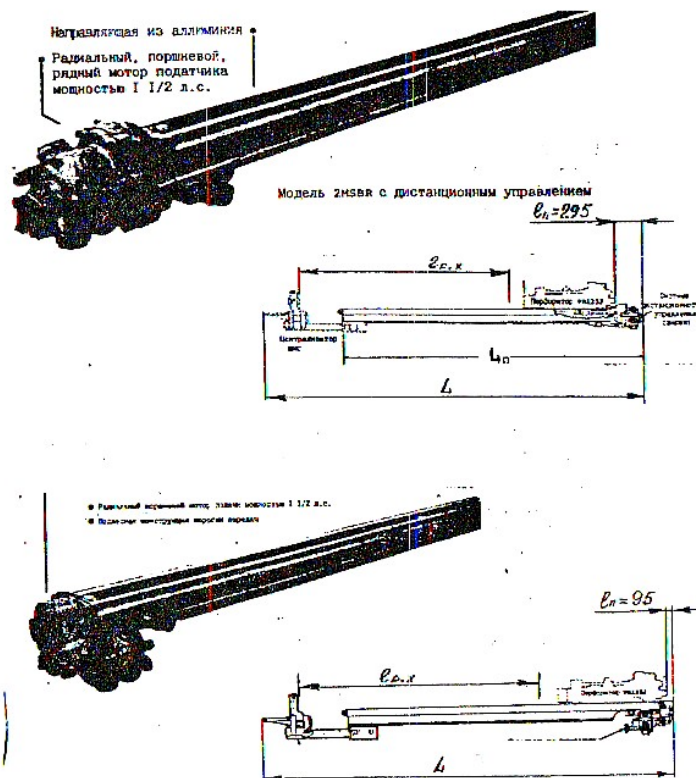


Рис. 33. К анализу схем компоновок бурильных машин.

Рис. 33. К анализу схем компоновок бурильных машин.

а - общий вид подающего механизма 2MSB с продольным торцевым расположением привода подачи; б - схема компоновки бурильной машины с подающим механизмом 2MSB (Гарднер Денвер); в - общий вид подающего механизма 2MSUC с подвесным расположением привода подачи; г - схема компоновки бурильной машины с подающим механизмом 2MSUC (Гарднер Денвер).

Для компенсации потери рабочего хода, вызванного наличием соединительной муфты, в конструкции подающих механизмов предусматриваются выдвижные люнеты. Такими люнетами снабжены бурильные машины с винтовыми подающими механизмами типа 2MSB, 2MSUC (рис. 33), HCFM с цепным подающим механизмом фирмы "Гарднер-Денвер", BSM фирмы "Атлас-Копко" и другие. В конструкции таких подающих механизмов выдвижные люнеты создают дополнительный ход подачи до 0,4 м, что повышает значение приведенного коэффициента компактности (табл. 9). Наличие выдвижных люнетов также способствует уменьшению транспортных габаритов бурильных машин, это очень важно для буровых агрегатов для выработок малого сечения.

Из данных табл. 9 видно, что наибольший приведенный коэффициент компактности по длине (0,71) имеет телескопический подающий механизм СТ 1800. Это является следствием того, что на подающем механизме установлен бурильный механизм RP-40 вращательного действия, имеющий меньшую длину (0,5 м) по сравнению с другими механизмами вращательно-ударного действия (табл. 10).

Значения приведенного коэффициента компактности по длине одинаковы для всех телескопических подающих механизмов независимо от того, сдвинут телескоп или выдвинут. Только телескопический подающий механизм агрегата УБШО-Г имеет два значения. Для этого механизма величины приведенного коэффициента компактности по длине имеют разные значения при выдвинутом (0,66) и сдвинутом (0,59) положениях телескопа. Это происходит из-за недостатка принципиальной схемы. Рабочий ход бурильного механизма сочетается с телескопическим уменьшением длины бурильной машины, т.е. раздельная подача бурильного механизма и телескопа невозможна. При этом, за счет цепного удвоителя хода бурильный механизм имеет большую скорость, чем скорость сложения телескопа. Согласно характеристике этого механизма максимальный ход подачи равен 3,0, а минимальный - 1,5 м. Следовательно, для обеспечения минимального хода подачи, телескоп должен сложиться на 0,5 м, а бурильный механизм при этом перемещается вперед на 1 м. При этом, с задней стороны бурильного механизма образуется "мертвая зона" длиной 1 м (рис. 34), которая снижает значение приведенного коэффициента компактности по длине от 0,66 до 0,59. Это является общим недостатком одноприводных телескопических подающих механизмов.

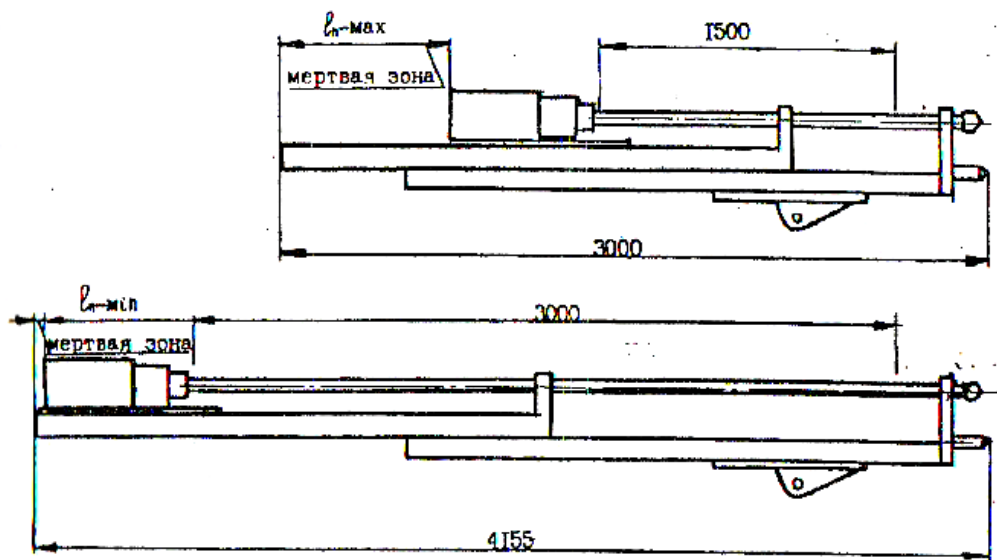


Рис. 34. Габаритные размеры бурильной машины агрегата УБШО-Г.

Низкое значение приведенного коэффициента компактности по длине для бурильной машины агрегата МБА-1 "Аскатеш" является следствием применения крупногабаритного бурильного механизма БГМ-1М, который вместе с хвостовиком имеет длину 1,1 м, тогда как у других механизмов, приведенных в табл. 10, длина не превышает 0,85 м. Поэтому более целесообразным является использование этого подающего механизма в сочетании с бурильными механизмами, имеющими меньшую длину.

Как уже отмечалось, важной характеристикой компоновки бурильных машин является ее размер по высоте. Это особенно относится к бурильным машинам с телескопическими подающими механизмами. От степени компактности подающих механизмов по высоте зависит способность бурового агрегата бурить полозовые шпурсы без поворота бурильной машины к почве выработки.

Степень совершенства компоновки таких механизмов может быть оценена посредством коэффициента компактности составных балок по высоте "Кв", в табл. 11 приведены значения коэффициента "Кв" для наиболее известных в практике горного машиностроения телескопических подающих механизмов.

Таблица 11

Компактность машин
с телескопическими подающими механизмами

Марки телескопических подающих механизмов	Характеристики				
	Н1	Н1	hn	ьб	Кв
ВМН/Т	140	140	50	230	0,18
СТ	140	140	0	280	0
ЕХТ	140	140	0	280	0
УБШО-Г	140	140	0	280	0
МБА-1 "Аскатеш"	125	120	100	145	0,45

Из данных табл. 11 видно, что наибольший коэффициент компактности по высоте (0,45) имеет подающий механизм агрегата МБА-1 "Аскатеш". Каким образом это достигнуто? Рассмотрим рис.35, где показаны поперечные сечения направляющих балок наиболее распространенных телескопических подающих механизмов.

Общая высота Нв балок механизма УБШО-Г, ЕХТ, СТ равна сумме высот верхней h2 и нижней h1 балок

$h_b = h_1 + h_2$,
а телескопических подающих механизмов типа ВМН/Т и агрегата МБА-1 "Аскатеш"

$$h_b = (h_1 + h_2) - h_n$$

где h_n совмещенная часть высот составных балок.

Данное конструктивное решение компоновки составных балок в первую очередь обеспечило преимущество буровым агрегатам типа УБШ конструкции НИЦ "Импульс" АН Кыргызстана в конкурсе на Кузнецком машиностроительном заводе. Эти буровые агрегаты ныне выпускаются Кузмашзаводом серийно.

Таким образом, предлагаемые критерии оценки геометрических параметров подающих механизмов дают возможность исследователю или разработчику найти наиболее удачные компоновочные схемы, улучшающие технические параметры бурового агрегата в целом.

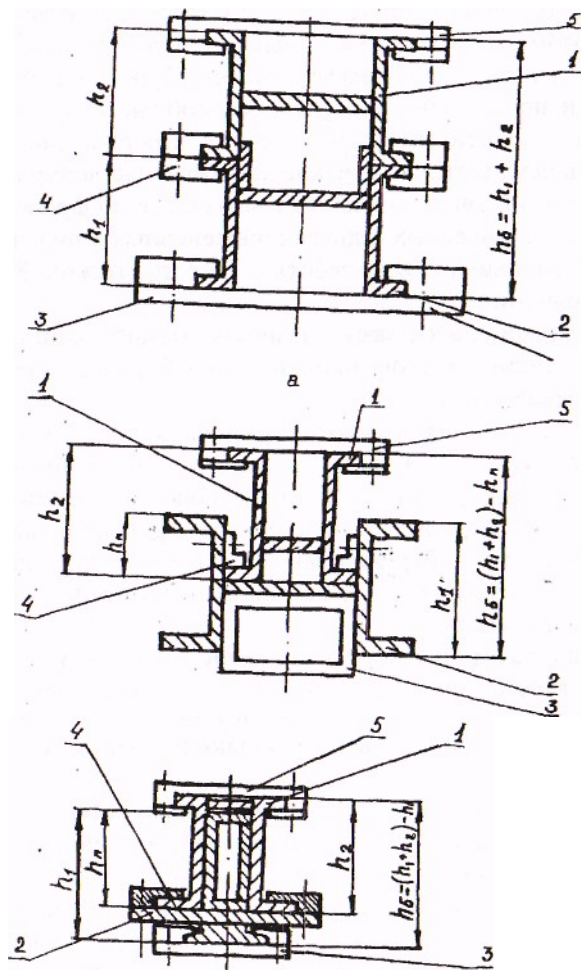


Рис. 35. Схемы компоновок балок телескопических подающих механизмов: а - механизмов типа ЕХТ (Тамрок), СТ (Секома), УБШО-Г (ЦПКТБ); б - механизма типа ВМН/Т (Атлас Копко); в - механизма Микробур МБА-1 "Аскатеш" (ИА АН Кирг. ССР). 1 - верхняя балка, 2 - нижняя балка, 3 - опорная плита манипулятора, 4 - планка прижимная, 5- салазки бурильного механизма.

Анализ требований технологических схем проведения подземных выработок позволил сделать вывод о том, что одним из радикальных путей повышения эффективности буровых работ является разработка и применение конкурентоспособных с ручными машинами буровых агрегатов. Такие буровые агрегаты должны иметь возможность осуществлять бурение как взрывных шпуров в довольно стесненных условиях подземных выработок во фронтальном направлении, так и анкерных и других инженерных шпуров перпендикулярных продольной оси выработки. То есть должны быть многофункциональными.

Проведенный анализ также позволил выявить основные требования к параметрам многофункциональных буровых агрегатов и их подающих механизмов:

подающие механизмы многофункциональных буровых агрегатов должны быть длинноходовыми и обеспечивать бурение шпура на всю глубину без замены бурового инструмента;

общая длина бурильной машины многофункционального бурового агрегата при бурении вспомогательных шпуров для инженерных целей жестко ограничивается геометрическими параметрами выработки.

Минимальная длина бурильной машины многофункционального бурового агрегата в случае бурения вспомогательных шпуров для инженерных целей должна быть на 200 мм меньше ширины или высоты выработки, но при этом должна обеспечивать достаточный ход подачи. То есть к подающим механизмам многофункциональных буровых агрегатов предъявляются более жесткие требования их компактности по длине:

с целью проведения сравнительной оценки компактности подающих механизмов по длине предложен новый критерий - "приведенный коэффициент компактности по длине". Этот критерий дает возможность более объективно оценить компактность подающих механизмов, может служить эффективным и удобным инструментом для конструктора при изыскании резервов улучшения компактности этих механизмов по длине; с целью улучшения технологической возможности агрегата при бурении ползковых шпуров и уменьшения нагрузки на механизм вращения стрелы манипулятора его подающий механизм должен быть максимально компактным по высоте;

для осуществления сравнительной оценки компактности телескопических подающих механизмов по высоте, предложен критерий - "коэффициент компактности телескопических подающих механизмов по высоте", который может служить для конструктора эффективным и удобным инструментом при изыскании рациональных схем компоновок телескопических подающих механизмов, обеспечивающих их максимальную компактность по высоте; подающие механизмы буровых агрегатов должны обладать многофункциональностью по возможности обеспечения бурения взрывных и анкерных шпуров и универсальностью по возможности обеспечения различных режимов бурения в зависимости от крепости горных пород.

Кроме требований к механическим характеристикам подающих механизмов, обеспечивающих различные режимы

бурения, предъявляются специфические требования также к их конструктивным и технологическим параметрам. Для выбора более подходящего подающего механизма необходимо провести их сравнительный анализ, применив предлагаемые критерии сравнения.

Анализ конструкций известных подающих механизмов показал, что предлагаемый критерий позволяет объективно оценивать, сравнивать и выбирать наиболее подходящий для тех или иных условий подающий механизм.

IV.5. Обоснование целесообразности применения винтовых подающих механизмов

В практике горного машиностроения широко применяются бурильные машины с цепными, гидropоршневыми и винтовыми подающими механизмами. Каждый из типов подающих механизмов имеет свои достоинства и недостатки. С целью выбора типа подающего механизма и их совершенствования проанализируем достоинства и недостатки каждого из типов подающих механизмов.

Характерным условием работы подающего механизма является восприятие его направляющей балкой значительных продольных сжимающих нагрузок от усилия подачи бурильного механизма на забой. Стремление обеспечить необходимую жесткость и прочность балки с целью предотвращения возможных упругих и пластических деформаций, приводит к исполнению этого узла в виде мощных коробок из листового металла значительной толщины, специальных и составных профилей (табл. 11). В значительной мере это усугубляется тем, что силовые элементы многих известных подающих механизмов скомпонованы таким образом, что создают дополнительные сжимающие нагрузки на направляющие балки в процессе бурения шпуров. Все это в совокупности существенно утяжеляет бурильную машину и обуславливает необходимость создания громоздких манипуляторов и массивных шасси высокой грузоподъемности, что нежелательно, особенно для малогабаритных буровых агрегатов. Поэтому, одной из задач создания легких подающих механизмов следует считать выбор такой компоновки силовых элементов, при которой направляющая балка подающего механизма нагружается минимальными сжимающими усилиями в продольном направлении в процессе бурения.

Для сравнения направления действий продольных сжимающих нагрузок на рамы балки, рассмотрим некоторые известные схемы подающих механизмов. Предположим, что цилиндр надвига бурильной машины для всех подающих механизмов расположен в передней части и не создает дополнительных сжимающих нагрузок на направляющую балку. Схемы действия продольных нагрузок приведены в таблице 12.

Из приведенных схем видно, что постоянные продольные нагрузки испытывают направляющие балки всех цепных (схема 1) и поршневых подающих механизмов, выполненных по схемам 2, 3, 4. Подающие механизмы выполненные по схемам 3, 4 предназначены для маломощных бурильных механизмов (усилий подачи до 2 кН) и имеют незначительные габаритные размеры. Механизмы, выполненные по схемам 1, 2, предназначены для бурильных механизмов большой мощности, требующих усилия подачи до 20 кН. Балки этих подающих механизмов громоздки и имеют высокую металлоемкость.

Цепные и некоторые типы поршневых подающих механизмов имеют некоторые преимущества по способности обеспечения ударно-поворотного способа бурения за счет относительной податливости тяговых органов: цепи и каната. Однако подающие механизмы этого типа имеют и некоторые недостатки, к которым можно отнести чувствительность тягового органа к изгибам в плоскости, параллельной оси звеньев цепи, высокую металлоемкость и др.

Таблица 12

Марка подающего механизма, изготовитель	Тип трансмиссии	Принципиальная схема подающего механизма	Направления движения головки	Эквивалент. схема направл. балки, нагруженная продольн. усилиями
СБУ-2 (КМЗ) ВММ (Атлас-Копко), КС (Тамрок)	Цепная		вперед	
			назад	
66-93 (Секома)	Поршневой с удвоителем хода		вперед	
			назад	
УПБ-1 (Кыштымск. машзавод), МАС-500НЕ (Экспиман-Миньё)	Поршневая без удвоителя хода		вперед	
			назад	
УУ-4 (ЧССР) КБА-2Р (ИА АН Кирг. ССР)	Поршневой с удвоителем хода		вперед	
			назад	
БУ-1, БУР-2 (КМЗ), УБА, МБА (ИА АН Кирг. ССР), ВМС (Атлас-Копко)	Винтовая		вперед	
			назад	
ГЛ-500 (Секома), ХФМ (Гарднер-Денвер)	Гидропоршневой с удвоителем хода		вперед	
			назад	
ВМН (Атлас Копко), УБШ (СКБ СГО)	Гидропоршневой с удвоителем хода		вперед	
			назад	

В табл. 13 приведены значения известного коэффициента металлоемкости, определяемого отношением веса к ходу подачи подающего механизма [10, 25]. Из приведенных данных видно, что цепные подающие механизмы имеют высокий коэффициент металлоемкости.

Таблица 13

К оценке металлоемкости подающих механизмов

Марка, изготовитель	Тип тягового органа	Ход подачи, м	Вес, кг	Коэффициент металлоемкости, кг/м
БУ-1, БУР-2	винтовой	2,75	224	82,9
1БУ-1	цепной	2,70	430	159,2
I БУР-2	цепной	3,30	455	137,8
I СБУ-2К (Кузмашзавод)	цепной	3,30	455	137,8
50Ах4	цепной	1,50	210	140
50Ах6	цепной	2,0	220	НО
50Ах6	цепной	2,05	270	132
60х10	цепной	3,55	400	112,7
14ОНх6	цепной	2,20	250	113,6
150Нх51	цепной	4,40	495	112,5
15-Нх7	цепной	5,01	520	103,7
160Н х 6	цепной	2,20	600	274
160Нх12 (Тамрок, Финляндия)	цепной	4,46	740	166
ВМН-111	гидропоршневой	2,78	230	82,7
- 112	гидропоршневой	3,38	245	72,4
-114	гидропоршневой	3,39	260	65
-270	гидропоршневой	2,44	210	85,9
-612	гидропоршневой	3,40	360	105,7
-614 (Атлас Копко, Швеция)	гидропоршневой	4,0	380	94,9

Так, если для цепных подающих механизмов фирмы Тамрок (Финляндия) значение этого коэффициента составляет в среднем 141 кг/м, для новых цепных подающих механизмов модернизированных буровых агрегатов I БУ-1, I БУР-2, I СБУ-2К (Россия) соответственно 159,2; 137,8; 118,7, то у винтового подающего механизма агрегата БУ-1 значение этого коэффициента составляет всего 82,9 кг/м, что почти в два раза меньше чем у цепных механизмов.

Из данных табл. 13 видно, что винтовые и гидропоршневые подающие механизмы имеют почти одинаковые коэффициенты металлоемкости. Приведенные коэффициенты компактности по длине для этих подающих механизмов также не сильно отличаются друг от друга. При таких равных показателях этих видов подающих механизмов, по нашему мнению, при выборе типа подающего механизма необходимо учитывать традиции завода-изготовителя. То есть, при равных показателях по сравниваемым параметрам необходимо учитывать технологические возможности и уровень культуры производства планируемого завода-изготовителя. В течение длительного времени ведущим заводом стран СНГ по производству буровых агрегатов оставался Кузнецкий машиностроительный завод (г. Новокузнецк, РФ). Этот завод в течение многих лет выпускает буровые агрегаты с винтовыми подающими механизмами и имеет большой опыт по их производству. Поэтому, когда происходил отборочный конкурс между НИЦ "Импульс" АН Кирг. ССР (ныне Институт машиноведения НАН КР) и организацией ЦНИИПодземмаш (г. Москва) специалистами Кузмашзавода было признано целесообразным применение подающих механизмов с винтовыми тяговыми органами для новых, многофункциональных буровых агрегатов типа УБШ.

После выбора того или другого вида подающего механизма необходимо изучить и недостатки выбранного вида механизма.

IV.6. Анализ недостатков винтовых подающих механизмов и пути их устранения

Одним из основных недостатков подающих механизмов с винтовой парой является интенсивный износ гайки винтовой пары и деталей опор ходовых винтов. Одной из причин этого является прогиб ходового винта 7 (рис. 36) под действием изгибающего момента, вызываемого осевым усилием T , возникающим на расстоянии h от оси ходового винта. Такой прогиб также вызывается неточностью установки опорных узлов 3 ходового винта относительно направляющей балки 6. Это вызывает интенсивный износ винтовой пары, опор ходовых винтов и деталей привода подачи 2.

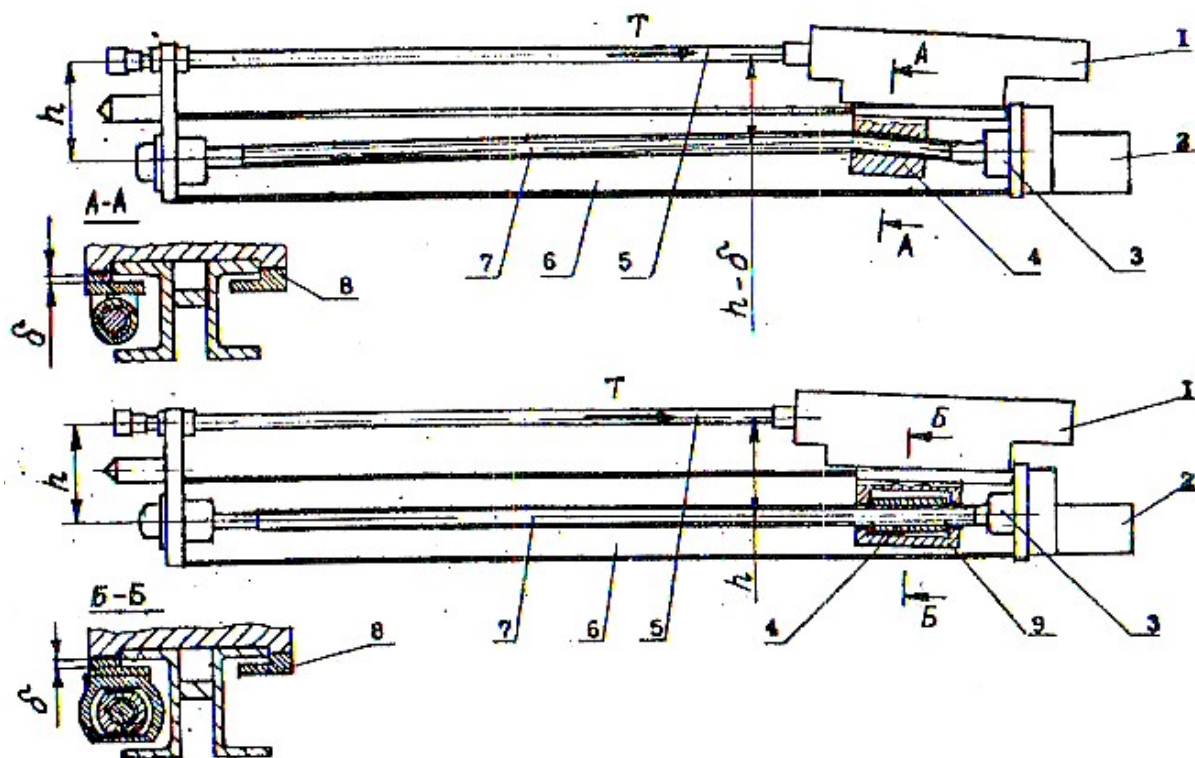


Рис. 36. К анализу способов повышения надежности буровых машин с винтовыми подающими механизмами. а - буровая машина с жестко закрепленной гайкой винтовой пары; б - машина с самоустанавливающейся гайкой винтовой пары. 1 - буровый механизм, 2 - привод подачи, 3 - опоры ходовых винтов, 4 - гайка, 5 - буровой инструмент, 6 - балка, 7 - винт, 8 - планка, 9 - корпус.

Прогиб ходового винта также может вызываться действием его собственной массы при значительном расстоянии между опорами, поскольку диаметр винта в несколько сотен раз меньше его длины. Это также вызывает неравномерное распределение нагрузок на гайку 4 и в опорах 3 ходового винта на различных участках пути перемещения бурильного механизма 1 с буровым инструментом 5.

В табл. 14 приведены геометрические параметры подающих механизмов некоторых буровых агрегатов, влияющие на величину провисания ходового винта: L - расстояние между опорами ходового винта; S - ход подачи механизма; D - наружный диаметр ходового винта; G - масса ходового винта; Д - величина провисания ходового винта.

Таблица 14

Тип бурового агрегата	Параметры				
	L, мм	S, мм	D, мм	G, кг	А, мм
БУ-1.БУР-2	3575	2750	30	16,6	2,3
1СБУ-2К, УБА	5020	4000	34	33,5	4,8
МБА-1	1650	2200	30	11,5	1,2

Расстояние между опорами ходового винта бурового агрегата БУ-1 и БУР-2 составляет 3,6 м при массе винта равной 16,6 кг и незначительном его диаметре - 30 мм. Это расстояние для агрегата типа 1СБУ-2К и УБА "Аскатеш" составляет 5,02 м, при собственной массе винта - 33,5 кг, наружном его диаметре - 34 мм. Расстояние между опорами ходовых винтов подающего механизма агрегата МБА-1 "Аскатеш" составляет 1,65 м, масса ходового винта - 11,5 кг, его наружный диаметр - 30 мм. Такие геометрические параметры вызывают провисание ходового винта соответственно на 2,3; 4,8 и 1,2 мм, что приводит к интенсивному износу винтовой пары.

Испытание этих агрегатов показали, что устранение этих недостатков винтовых подающих механизмов можно осуществить следующими способами: уменьшением расстояния между опорами и изменением длины ходовых винтов или разработкой других конструктивных решений, позволяющих компенсировать неточности изготовления и провисания ходовых винтов.

Использование хотя бы одного из этих двух способов дает возможность уменьшить интенсивность износа винтовой пары, опор ходовых винтов и увеличить долговечность и надежность бурильной машины. Уменьшение расстояния между опорами ходового винта можно достичь путем применения телескопических подающих механизмов,

7 & 5 В 94

обеспечивающих полный рабочий ход подачи с помощью двухвинтовых механизмов [10]. Такое решение может устранить прогиб винта под действием его собственной массы и связанные с этим последствия.

Компенсация неточности установки опорных узлов ходового винта относительно направляющей полки несущей балки и прогиба ходового винта от эксцентрично расположенного осевого усилия подачи, возможна путем применения плавающих опор ходового винта или самоустанавливающейся гайки винтовой пары.

Данные технические решения были использованы при разработке подающих механизмов многофункциональных буровых агрегатов типа УБШ, выпускаемых ныне Кузнецким машиностроительным заводом. Одной из причин выигрыша в конкурсе с другими разработчиками было совершенство конструкции телескопических винтовых подающих механизмов, разработанных учеными Кыргызстана.

Телескопические винтовые подающие механизмы для многофункциональных буровых агрегатов типа УБШ выполнены по схеме, приведенной на рис 30 а. С целью уменьшения интенсивности износа винтовой пары в конструкции подающего механизма использованы самоустанавливающиеся гайки, позволяющие компенсировать неточности установки опорных узлов ходового винта и прогиба последнего. На рис. 37 приведены поперечные (а, б) и продольные (в, г) сечения винтовых пар агрегатов типа МБА-1 "Аскатеш" и УБШ.

Круглая гайка 5 (рис. 37 б) имеет две параллельные лыски, которые предохраняют ее от проворачивания внутри корпуса 6. Внутренний проем корпуса 6 по конфигурации повторяет форму наружной поверхности гайки, но имеет немного большие размеры, что обеспечивает некоторый технологический зазор для сборки винтовой пары и компенсации неточностей изготовления, которая осуществляется

перемещением гайки внутри корпуса в горизонтальном направлении по поверхности нижней или верхней лыски.

Компенсация неточностей изготовления и провисания винтов в вертикальной плоскости осуществляется качательным движением корпуса 6 гайки винтовой пары. Для этого корпус 6 закреплен к основанию с помощью пальца 8. Нагрузка в продольном направлении передается через скобу 7, которая также закреплена к основанию с помощью пальца 8 с возможностью качания вместе с корпусом гайки.

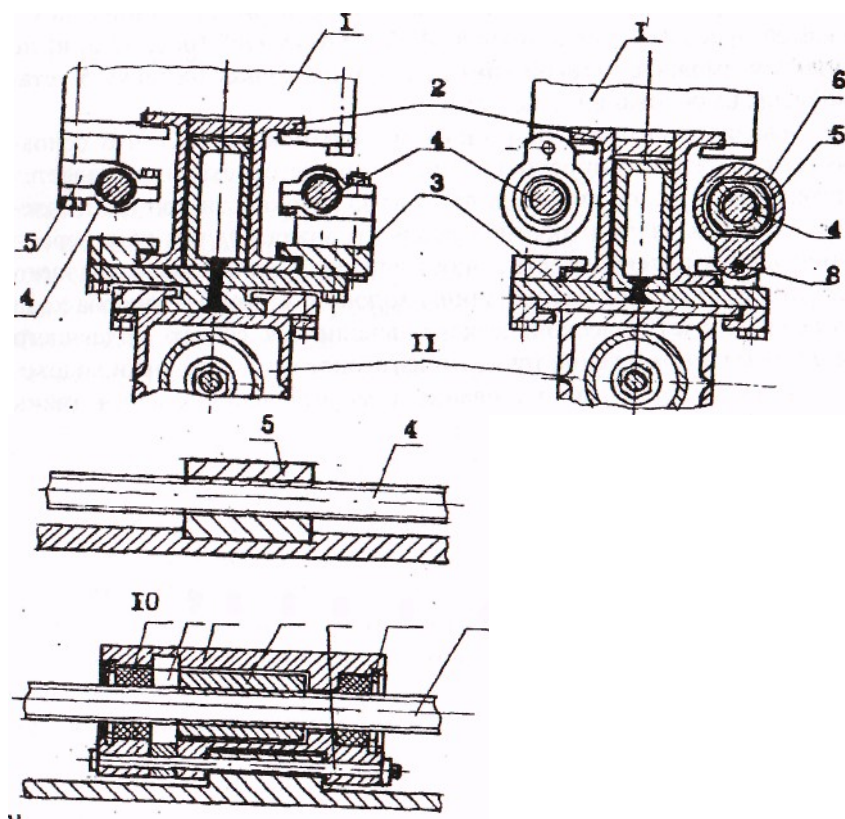


Рис. 37. К сравнению конструкций гаек винтовой пары бурильных машин с винтовыми подающими механизмами.

а, б - поперечные сечения бурильных машин буровых агрегатов МБА-1 и УБШ-2П "Аскатеш" соответственно; в, г - продольный разрез гайки винтовой пары подающих механизмов буровых агрегатов МБА-1 и УБШ-2П. 1 - буровой механизм, 2, 3 - направляющие балки, 4 - ходовой винт, 5 - гайка, 6 - корпус гайки, 7 - скоба стопорная, 8 - палец, 9 - кольцо, 10 - втулки уплотнительные, 11 - механизм распора (надвига) бурильной машины, 12 - стойка.

Конструктивное исполнение винтовой пары подающих механизмов буровых агрегатов типа МБА-1 "Аскатеш" (рис. 37 а, в) не имеют возможности такой компенсации, поскольку их гайки 5 установлены на основании неподвижно.

Анализ винтовых подающих механизмов показал, что основным недостатком выбранного типа подающего механизма является интенсивный износ винтовой пары из-за неточности при изготовлении опорных узлов и прогиба ходового винта. Одним из резервов уменьшения интенсивности износа винтовой пары и опор ходового винта является уменьшение длины ходового винта без ущерба хода подачи за счет телескопического исполнения самого подающего механизма и повышение точности изготовления и установки ходового винта, а также использование самоустанавливающейся гайки винтовой пары.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Бурение горных пород является неотъемлемой частью любой технологии горного производства и строительных работ. Буровой агрегат, осуществляющий процесс бурения является сложной машиной, состоящей из нескольких самостоятельных механизмов и узлов. Каждый из этих узлов имеет свое функциональное назначение, обеспечивая необходимые характеристики и выходные параметры. Одним из таких узлов бурового агрегата является его подающий механизм.

В данной работе сделана попытка обобщения результатов исследований подающих механизмов и разработка единой методологической основы выбора их параметров.

Известно, что интегральным показателем бурового агрегата является производительность бурения. Основными характеристиками, влияющими на производительность бурения, являются механическая скорость бурения и потери времени на вспомогательные операции.

В работе дан комплексный подход к выбору параметров и характеристик подающих механизмов: обеспечение рациональных режимов бурения в зависимости от условий эксплуатации, достижение максимальных скоростей бурения при минимальных энергозатратах;

расширение функциональных возможностей буровых агрегатов, т.е. придание буровым агрегатам качеств универсальности при выполнении различных видов буровых работ.

Проведен обзор существующих принципиальных схем и конструкций подающих механизмов, известных в мировой практике, выявлены их классификационные критерии.

Разработаны критерии сравнения различных видов подающих механизмов, как по геометрическим, так и весовым характеристикам. Доказано, что при равных показателях параметров различных типов подающих механизмов существенную роль играют традиции и технологические возможности завода-изготовителя.

Разработана методика анализа механических характеристик подающих механизмов. Введены новые понятия, такие как «идеальная механическая характеристика», «реальная механическая характеристика», Сравнительный анализ этих характеристик дает возможность выбора вида привода подающего механизма, наиболее подходящего для конкретных условий эксплуатации.

Предложена оригинальная методика построения реальной механической характеристики подающего механизма с учетом влияния потерь в гидросистеме с использованием экспериментального графоаналитического метода.

Разработана методика экспериментального определения реальной механической характеристики с помощью нагрузочного гидроцилиндра, датчиков давления и тахогенераторов.

Выявлено, что реальные механические характеристики, хотя и повторяют по форме характеристики приводов подачи, но по численным значениям отличаются от расчетных. В результате анализа монтажной схемы гидросистемы энергообеспечения подающего механизма установлено, что причиной расхождения с расчетными характеристиками являются потери давления в гидросистеме приводов подачи вследствие несовершенства или некачественного изготовления монтажной схемы. Предложена методика исследования монтажной схемы гидросистемы энергообеспечения подающих механизмов.

В общей методологии выбора параметров подающего механизма завершающим этапом является разработка методики анализа недостатков принципиальной схемы, схемы компоновки элементов, конструктивного исполнения, системы энергообеспечения уже выбранного типа подающего механизма. Данный этап в работе приведен на примере винтовых телескопических подающих механизмов.

По результатам исследований, рассмотренных в данной монографии были изготовлены:

1. Опытный образец многофункционального бурового агрегата МБА-1 "Аскагеш", в конструкции которого были воплощены новые конструктивные решения, накопленные в течение нескольких десятилетий в научной школе горного машиноведения, созданной академиком О.Д.Алимовым. Этот агрегат служил базовой машиной при разработке других видов буровых агрегатов такого типа.

2. Серии многофункциональных буровых агрегатов типа УБШ-214, УБШ-215, разработанные учеными Кыргызстана и внедренные для серийного производства на Кузнецком машиностроительном заводе (г. Новокузнецк, РФ) после выигранного конкурса в конкуренции с СКБ СГО, ЦНИИПодземмаш (г. Москва), НИПИ-Гормаш (г. Свердловск, ныне Екатеринбург).

Эксплуатация буровых агрегатов типа УБШ-214 и УБШ-215 в течение десяти лет показала их универсальность как по обеспечению режимов бурения, так и по выполнению различных видов буровых работ, а также их высокую надежность. Это дает нам основание сделать вывод о правильности методических основ выбора параметров подающих механизмов, предложенных в данной работе.

ЛИТЕРАТУРА

- Абдраимов С., Невенчанная Т.О., Орлова Е.П. Алгоритмы и про граммы решений задач динамики механизмов на ЭВМ. - Фрунзе: Илим, 1990.-220 с.
- Агрегаты для бурения шпуров / Под общей ред. О.Д. Алимова, С.А.Басова. - Фрунзе: Илим, 1975. - С. 241.
- Алимов О.Д. Исследование процессов разрушение горных пород при бурении шпуров. - Томск: ТПИ, 1960. - 89 с.
- Алимов О.Д., Басов И.Г., Горбунов В.Ф., Маликов Д.Н. Бурильные машины. - М: Госгортехиздат, 1960. - 267 с.
- Алимов О.Д., Дворников Л.Т. Бурильные машины. — М: Машино строение, 1976.- 295 с.
- Алимов О.Д., Манжосов Б.К., Еремьянц В.Э Удар распространение волн деформаций в ударных системах. - М: Наука, 1985. - 356 с.
- Алимов О.Д., Бойков В.В., Волков А.Н., Гудимов Н.И., Дворников Л.Т., Белан Н.А., Маркович Н.М., Юдин В.Г. Бурильные установки (конструкции и описания). - Фрунзе, 1970.
- Алимов О.Д., Аширалиев А., Герцев В.Л., Искенов С.С. К созданию многофункционального агрегата. - Фрунзе. - 1986. - С. 22.
- Алимов О.Д., Дозмаров В.З. Опыт создания длинноходовых бурильных машин вращательного действия // Электровращательное бурение шпуров и скважин в крепких породах. - Фрунзе: Илим, 1965.
- Аширалиев А. Разработка и внедрение телескопических падающих механизмов многофункциональных буровых агрегатов: Автореф. дисс.... канд. техн. наук. — Фрунзе, 1989. - 224 с.
- Боев А.В., Губенин Ю.Б., Игнатъев Р.А. Совершенствование технологии крепления горных выработок на рудниках цветной металлургии // Обзорная информация. - Серия Горное дело. - Вып. 7. - М., 1984.-С. 72.
- Волков А.Н., Волосков В.В., Сосновский Ю.М. Специализированные бурильные машины для добычи блоков строительного камня. - Фрунзе: Илим. - С.40-43.
- Гидравлика Гарднер-Денвер: Сборник проспектов фирмы Гарднер- Денвер. - США, 1984.
- Горбунов В.Ф., Аксенов В.В., Эллер А.Ф., Скоморохов В.М., Нагорный В.Д. Проектирование и расчет проходческих комплексов. - Новосибирск: Наука, 1987. - 192 с.
- Иванов К.И., Варич М.С., Дусев В.И., Андреев В.Д. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. - М.: Недра, 1974. - С. 408.
- Каплунов ДР., Барон Л.И., Будько А.В., Воронюк А.С., Юков В.А., Блюм Е.А. Научные основы технического перевооружения подземных рудников. - М.: Наука, 1983. -С. 184.
- Каретки для бурения, штангового крепления, общего обслуживания и оборочных работ: Проспекты фирмы Еимко-Секома. - Франция, 1982.
- Малевич Н.А. Горнопроходческие машины и комплексы. - М.: Недра,1980. - 384 с.
- Манжосов В.К., Абдраимов С., Невенчанная Т.О. Крутильные колебания в трансмиссиях буровых машин. - Фрунзе, Илим, 1982. - 167с.
- Мартыненко Л.М. Взаимодействие систем механизмов устройств и их математические модели: Автореф. дисс... канд. техн. наук. — Фрунзе, 1990.
- Медведев И.Ф. Режимы бурения и выбор буровых машин.- М.: Недра, 1986.-223с.
- Мельников Н.И. Анкерная крепь. - М.: Недра, 1980. - С. 159-161.
- Механизация проведения выработок малого сечения. - Фрунзе: Илим, 1978.-С. 90-117.
- Микродрилл МАК-500НЕ: Проспект фирмы Экипманн Минье. - Франция, 1985.
- Фомин Б.В. Исследование параметров, схем и конструкций механизмов подачи для машин ударно-поворотного способа бурения шпуров: Автореф. дисс.... канд. техн. наук. - Фрунзе: Илим, 1974.
- Шрайнер Л.А., Петров О.П., Якушев В.П. и др. Механические и абразивные свойства горных пород — М.: ГНТИНГТЛ, 1958. - С.3.
- Корин В.Н. Объемный гидропривод забойного оборудования. - М.: Недра, 1980.-С. 167.
- Atlas Copco Guide Book Underground Equipment.. – Sweden, 1983-1984.
- Handbook of underground drilling Tamrock. - Finland, 1983.
- Linden Alimac drill jumdo range. - Smeden, 1983.
- Tamrock jumbos for modern mining. — Finland, 1993.
32. Гидравлика Гарднер-Денвер: Проспект. - США, 1984,

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

ОБЪЕМЫ БУРОВЫХ РАБОТ И ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ БУРОВЫХ АГРЕГАТОВ

Предпосылки к созданию агрегатов с расширенными
функциональными возможностями

Современное состояние и перспективы буровых
работ

Производительность бурового агрегата

О роли подающего механизма в эффективном
использовании мощности бурового агрегата

II. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ, ВЛИЯЮЩИЕ НА РЕЖИМЫ БУРЕНИЯ

II.1. Методика выбора рациональных режимов бурения

II.2. Методические основы выбора механических
характеристик подающих механизмов

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

III. 1, Методика экспериментальных исследований
подающих механизмов

III.2. Экспериментальное исследование влияния
характеристик гидросистемы бурового агрегата
на параметры подающего механизма

III.3. Анализ монтажной схемы системы энергообеспечения
подающего механизма

IV. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

IV.1. Влияние геометрических параметров подающих
механизмов на технологические возможности
бурового агрегата

IV.2. Критерии сравнения подающих механизмов
бурильных машин

IV.3. Классификация подающих механизмов

IV.4. Анализ компоновочных схем бурильных машин

IV.5. Обоснование целесообразности применения
винтовых подающих механизмов

IV.6. Анализ недостатков винтовых подающих механизмов
и пути их устранения

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

ЛИТЕРАТУРА

А. Аширалиев

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ БУРОВЫХ АГРЕГАТОВ

Редактор И. С. Волоскова

Технический редактор Э.К. Гаврина

Компьютерная верстка А. С. Котиковой

Издательство "Илим"

720071, Бишкек, проспект Чуй, 265 а