

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
ISI (Dubai, UAE) = 0.829
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 8.997
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

SOI: [1.1/TAS](#) DOI: [10.15863/TAS](#)

International Scientific Journal Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2021 Issue: 01 Volume: 93

Published: 26.01.2021 <http://T-Science.org>

QR – Issue



QR – Article



Rashid Olimovich Muminov

Navoi State Mining Institute

Docent to Department of Technology Engineering,

Navoi, Republic of Uzbekistan

rashid_81@mail.ru

RESEARCH OF THE KINEMATIC PARAMETERS OF LOADING OF THE BASIC MECHANISMS OF THE DRILLING RIG DURING DRILLING OF THE STEP

Abstract: The article provides diagrams of the nature of the loading of the rod by axial force. And also considered the advantages and disadvantages (cartridge, rotary and spindle) of the kinematic diagram of the rotary-feed mechanism (RPM) of the drilling rig. The formulas of the hardness of the drilled rock, the duration of the elementary cycle, the weight coefficients, the torque of the bit, the power of the PMM and the power of the compressor drive were determined.

Key words: Rod loading, weight coefficients, bit rotation torque, HPM power, compressor drive power, rotary feed mechanism, singlepass technology, multipass technology.

Language: Russian

Citation: Muminov, R. O. (2021). Research of the kinematic parameters of loading of the basic mechanisms of the drilling rig during drilling of the step. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 01 (93), 223-230.

Soi: <http://s-o-i.org/1.1/TAS-01-93-38> **Doi:**  <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2021.01.93.38>

Scopus ASCC: 2200.

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НАГРУЖЕНИЯ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ БУРОВОГО СТАНКА ПРИ ОБУРИВАНИИ УСТУПА

Аннотация: В статье приведены схемы по характеру нагружения штанги осевым усилием. А также рассмотрены преимущество и недостатки (патронная, роторная и шпиндельная) кинематической схемы вращательно-подающего механизма (ВПМ) бурового станка. Определены формулы крепости буримой породы, длительность элементарного цикла, весовые коэффициенты, момент вращения долота, мощность ВПМ и мощность привода компрессора.

Ключевые слова: Нагружение штанги, весовые коэффициенты, момент вращения долота, мощность ВПМ, мощность привода компрессора, вращательно-подающий механизм, технология «синглпас», технология «малтипас».

Введение

Буровой станок предназначен для бурения вертикальных и наклонных скважин диаметром до 400 мм и глубиной до 40-60 м в породах с пределом прочности от 6 до 20 МПа. В общем случае, конструктивно буровые станки всех известных фирм-изготовителей включают платформу - 1 (рис. 1.1) на которой располагаются: кабина машиниста - 2, машинное отделение - 3 в котором расположены компрессорная установка и электрогидроборудование [1,7].

Платформа - 1 жестко или шарнирно базируется на гусеничном ходовом оборудовании - 4. Только у станков, выпускаемых фирмой «Хаусхерр» (ФРГ), платформа - 1 установлена на гусеничном ходовом оборудовании - 4 посредством опорно-повторного устройства - 5. Сверху на платформе установлена мачта - 6 с возможностью наклона при бурении до 300, а при транспортировании до 900 с помощью, как правило, двуногой стойки - 7 и гидроцилиндров - 8. В мачте расположены вращатель бурового става и

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
ISI (Dubai, UAE) = 0.829
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 8.997
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

механизм его подачи, образующих вращательно-подающий механизм (ВПМ).

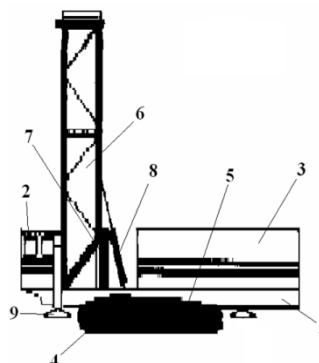


Рисунок 1. - Принципиальная компоновочная схема карьерного бурового станка.

Также, в мачте может размещаться магазин со штангами. Платформа - 1, оснащенная аутригерами - 9, образует систему горизонтирования бурового станка.

По типу силовой установки различают станки электрические и дизельные.

Конструкция ВПМ определяет принципиальные различия моделей станков (вне зависимости от их типа), диапазоны изменения частот вращения и скоростей подачи инструмента, величины осевых нагрузок, крутящих моментов, а также длительность вспомогательных операций по приведению бурового става в рабочее положение и его подъема после окончания бурения скважины. [1,2,3]

В зависимости от силовой схемы нагружения става привод его вращения может размещаться внизу на платформе или наверху на подвижной каретке.

По характеру нагружения штанги осевым усилием различают следующие схемы. С нижним приложением нагрузки (обычно осуществляемым

зажимным патроном или неподвижным ротором) и с верхним, действующим на всю длину штанги.

В настоящее время как на отечественных, так и на зарубежных станках шарошечного бурения применяется три принципиальные схемы ВПМ:

- патронная; - роторная; - шпиндельная.

Патронная схема ВПМ (рис. 2а) используется только в моделях бурового станка модификаций 2 ÷ 6 СБШ - 200, изготовители: - Барвенковский машзавод «Красный луч» (Украина) и «БУЗУЛУКТЯЖМАШ» РФ. Вращение рабочего органа осуществляется от электродвигателя - 1, соединенного с помощью фланца с вращателем - 2, в котором перемещается пустотелый шестигранный шпиндель - 3 гидропатрона - 4. Через шпиндель - 3 гидропатрона проходит штанга - 5, которая при бурении зажимается тремя кулачками - 6, стальной траверса - 7, двух гидроцилиндров механизма подачи - 8. При разборке буровой став поднимается лебедкой с трехкратным полиспастом - 9.

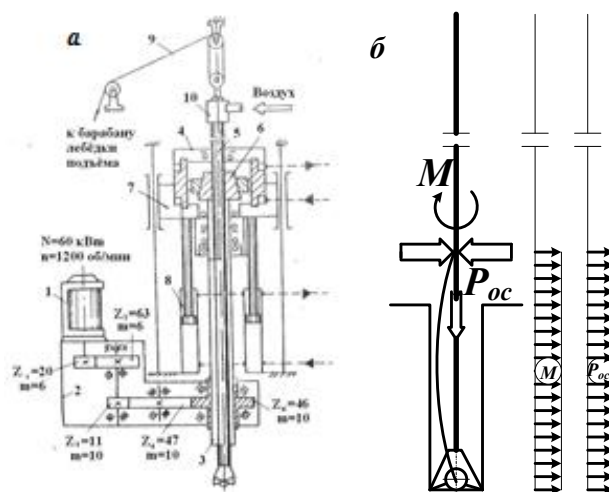


Рисунок 2. а - Кинематическая схема вращательно - подающего механизма станка 2СБШ - 200Н; б - Эпюры, действующих, на буровой став, крутящего момента и осевого усилия.

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
ISI (Dubai, UAE) = 0.829
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 8.997
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

Преимущество патронной схемы:

- возможность загружать крутящим моментом, подводимым к долоту, только расположенную между вращателем и долотом нижнюю часть бурового става, что показывает благоприятное влияние на снижение крутильных колебаний става и каркаса мачты (см. рис. 2б);
- возможность не загружать верхнюю часть бурового става, расположенную между вращателем и вертлюгом - 10, осевым усилием, что повышает жесткость подачи и снижает вибрации станка;
- снижение общей массы мачты и механизма ее опускания в транспортное положение;
- каркас мачты не нагружен кручением, поскольку реактивный момент от кручения не воспринимается направляющими мачты;
- при извлечении става из скважины в случае

заклинивания долота, мачта не воспринимает сжимающих нагрузок.

Основным недостатком патронной схемы ВПМ буровых станков является малый ход подачи на забой (1м) и цикличность процесса бурения.

Роторный ВПМ имеют буровые станки моделей RO - 300, DM20 - SP, DM25 - SP, DM35 - SP фирмы «Ингерсолл - Ренд» (США), модели буровых станков БАШ - 250, БАШ - 320 конструкции института «Гипроникель» (Россия) и модель D400SP фирмы «Дрилтех» (США).

Вращение бурового става (рис. 3а) осуществляется ротором вращателя - 1, который передает крутящий момент профильной штанге - 6 бурового става. Последняя, получая вращение, имеет возможность непрерывно двигаться поступательно на всю свою длину посредством механизма подачи - 7.

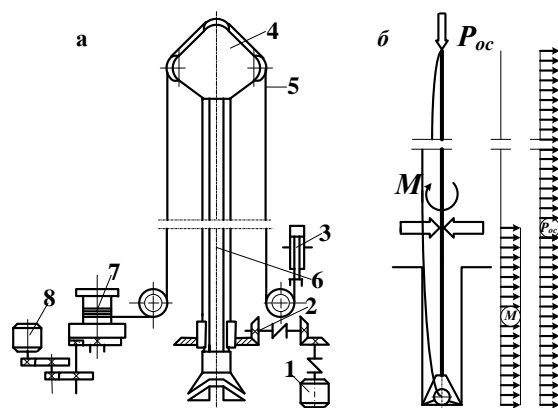


Рисунок 3. - а - Кинематическая схема вращательно - подающего механизма станка БАШ - 320; б - Эпюры, действующего на буровой став, крутящего момента и осевого усилия

1 - привод вращателя; 2 - редуктор вращателя; 3 - гидроцилиндр подачи; 4 - вертлюг; 5 - напорный трос; 6 - ведущая штанга; 7 - напорная лебедка; 8 - привод механизма подачи.

Преимущества ВПМ роторного типа соответствуют преимуществам ВПМ патронного типа. К недостаткам же этой схемы следует отнести нагруженность бурового става осевым усилием по всей его длине (см. рис. 3б) и невозможность его наращивания.

На устранение последнего недостатка роторной схемы ВПМ направлена схема ВПМ шпиндельного типа. Шпиндельная схема является самой распространенной схемой ВПМ ведущих мировых производителей буровых станков. К ним следует отнести буровые станки моделей 35 - R, 39 - R, 45 - R, 47 - R, 49 - R, 60 - R, 61 - R, 65 - R, 67 - R фирмы «Бюсайрус - Ири» (США). Буровые станки модели D45KS, D50KS, D60KS, D75KS,

D90KS фирмы «Дрилтех» (США); буровые станки модели 70А, 100В, 100ХР, 120А, 250ХР фирмы «Харнишфегер» (США); буровые станки моделей НВМ80, НВМ90, НВМ100, НВМ210, НВМ230, НВМ250 фирмы «Хаусхерр» (ФРГ). Буровые станки моделей DM - 30, DM - 45, DM - М, DM - Н фирмы «Ингерсолл Ренд» (США); буровые станки моделей GD - 60, GD - 90, GD - 100, GD - 110 фирмы «Гарднер - Денвер» (США), буровые станки моделей СБШ - 250, СБШ - 250МН, СБШ - 250 - 55, СБШ - 320 и СБШ - 250Д «РУДГОРМАШ» г. Воронеж (Россия).

Кинематическая схема вращательно - подающего механизма бурового станка СБШ - 320 приведена на рисунке 4а, б.

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
ISI (Dubai, UAE) = 0.829
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 8.997
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

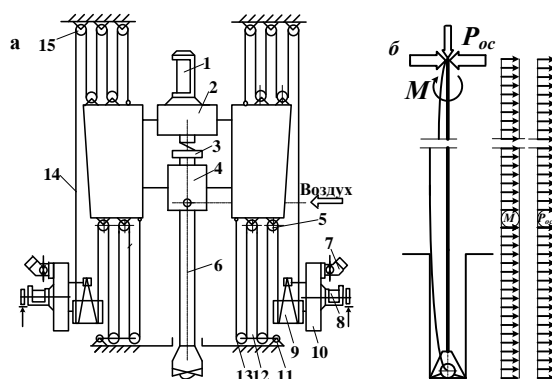


Рисунок 4. а - Кинематическая схема вращательно - подающего механизма СБШ - 320;
б - Эпюры, действующих на буровой став, крутящего момента и осевого усилия

Буровой став вращается с помощью электродвигателя - 1 и коробки передач - 2, которая связана с опорным узлом - 4 и штангой - 6 через шинно-шлицевую муфту 3. Усилие подачи создается лебедками - 10 и передается на опорный узел - 4 через канат - 14, огибающий последовательно несколько раз приводные барабаны - 9 лебедок - 10. Тяговое усилие в канатах создается за счет их трения о барабаны. Натяжение сбегаящих ветвей канатов при бурении создается весом буровой головки, а при подъеме става - натяжным устройством - 11 за счет веса рычагов - 12 и усилия пружин. Подача выполняется одним канатом, концы которого закреплены на правой и левой блочных обоймах опорного узла - 4, огибая последовательно блоки - 5, блоки - 13 натяжных устройств, барабаны - 9 лебедок - 10 и верхние блоки - 15. Канат образует четыре 5 - кратных полиспада, два из которых расположены ниже головки бурового снаряда, два - выше. Привод лебедки - 10 осуществляется от гидромотора - 7 или от электродвигателя - 8. Гидромотор включают при бурении или извлечении прихваченного в скважине бурового инструмента, электродвигатель - 8 при спускоподъемных операциях.

Вращатели всех буровых станков по принципу действия одинаковы и состоят из гидравлического или электрического двигателя и редуктора, а ряд конструкций имеет выходное зубчатое колесо, которое скользит по шлицевому или профильному валу или его части. [3]

Механизмы подачи бурового става на забой и его подъема из скважины по передаче осевого усилия можно классифицировать следующим образом: - канатные механизмы подачи; - цепные механизмы подачи; - зубчато-реечные механизмы подачи, а по конструкции привода их можно разделить на:

- с приводом вращательного действия (барабанные или звездочные);
- с приводом поступательного действия (с силовыми гидроцилиндрами).

В свою очередь привод подачи вращательного действия может быть электрическим,

гидравлическим и комбинированным, а силовые гидроцилиндры могут быть равно полостные с коэффициентом мультипликации - α_μ равным единице ($\alpha_\mu = 1,0$) и разно полостные с коэффициентом мультипликации - α_μ больше единицы ($\alpha_\mu > 1,0$).

С физической точки зрения процесс шарошечного бурения сводится к отделению и транспортированию разрушенной породы из забоя на поверхность уступа. Порода разрушается шарошками долота при вращении их по забою скважины. Разрушенная порода транспортируется из скважины на поверхность уступа сжатым воздухом.

Сложность определения усилий сопротивления, возникающих в механизмах вращения и подачи бурового инструмента, заключается в необходимости учета ряда факторов, влияющих на процесс разрушения и транспортирования породы при бурении. К числу таких факторов относятся: крепость породы; скорость подачи бурового инструмента на забой; частота вращения бурового инструмента; толщина снимаемой стружки; сила трения бурового инструмента и бурового става о породу и стенки скважины и др.

В качестве исходных для расчета величин обычно принимают коэффициент крепости породы по шкале проф. М.М. Протодяконова, - f , диаметр долота - D , механическую скорость бурения - V_b , частоту вращения рабочего инструмента - ω , максимальную глубину бурения - L .

В качестве исходных для расчета величин обычно принимают коэффициент крепости породы по шкале проф. М.М. Протодяконова, - f , диаметр долота - D , механическую скорость бурения - V_b , частоту вращения рабочего инструмента - ω , максимальную глубину бурения - L .

Отечественная промышленность выпускает 13 типов трех шарошечных долот. Каждый тип долота предназначен для бурения пород определенной крепости. Зубчатые долота применяются для бурения мягких, средних и

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
 ISI (Dubai, UAE) = 0.829
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИНЦ (Russia) = 0.126
 ESJI (KZ) = 8.997
 SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

твердых пород. В зависимости от твердости пород изменяют геометрическую форму шарошек и их вооружение. Статистическая обработка параметров отечественных и зарубежных трех шарошечных долот (допустимых осевых усилий $[F]$, и чисел оборотов - n обеспечивающих их расчетную долговечность), а также учет рекомендаций ряда зарубежных фирм изготовителей долот позволила нам систематизировать рациональные силовые и кинематические параметры долот в зависимости от их диаметра в диапазоне крепости буримых пород

по М.М. Протодьяконов от $f_1 = 6 - 8$ до $f_2 = 20$ (табл. 1).

Причем f_2 определяется по формуле:

$$f_2 = \frac{14,28[F]}{D_i}, \quad (2.8)$$

Анализ приведенных в табл. 1. данных показывает, что размерный ряд долот диаметром от 160 мм до 400 мм целесообразно подразделить на четыре группы: 1 - я группа от 160 мм до 200 мм; 2 - я группа от 200 до 250 мм; 3 - я группа от 251 до 320 мм и 4 - я группа от 320 до 400 мм.

Таблица 1.

Тип и размер станка	ПАРАМЕТРЫ			
	диаметр долота D_i , мм	допустимое осевое усилие $[F]$, кН	число оборотов долота $[n]$ при усилнии $[F]$, об/мин.	крепость породы максимальная / минимальная f_2 / f_1
СБШ 200	160/169 *	135	80	11.4/6...8
	184*	160	75	12.4/6...8
	200	200	70	14.28/6...8
СБШ 250	200	200	70	14.28/6...8
	229*	250	65	15.7/6...8
	249,9/251*	280	60	16.0/6...8
СБШ 270	249,9/251	280	60	16.0/8...10
	269,9	325	55	17.25/8...10
СБШ 320	311*/320	400	50	18.4/8...10

* - американский стандарт.

Полагаем, что силовая установка каждого из трех рассмотренных нами выше типов станков упомянутых в табл. 1, должна обеспечить необходимые усилия подачи для максимального диаметра, а частоту вращения, равную двойной частоте вращения для минимального диаметра бурения.

Технология бурения взрывной скважины определяет последовательность выполнения операций, обеспечивающих процесс образования скважин. При обуривании породного массива выполняются следующие операции: - установка станка на заданной отметке; - непосредственно бурение (в случае необходимости наращивание бурового става по мере углубления скважины); - разборка бурового става; - замена изношенного инструмента; - перемещение станка к отметке следующей скважины.

При принятой технологии бурения, время затрачиваемое, на бурение одной скважины

считаем, элементарным циклом работы всех механизмов бурового станка.

В зависимости от конструктивного исполнения ВПМ и мачты бурового станка можно выделить два вида элементарного цикла бурения одной скважины различной структуры:

- цикл, при котором, буровой станок имеет ход непрерывной подачи - L_x большой глубины скважины - L_H ; $L_x > L_H$ (1.1)

- цикл, при котором, буровой станок имеет ход непрерывной подачи - L_x меньшей глубины скважины - L_H ; $L_x < L_H$ (1.2)

Технология выполнения буровой скважины, отвечающая условию - (1.1) в технической литературе носит название «синглпас», а условно - (1.2) «синглпас плюс один» или «малтипас».

Структура элементарного цикла обуривания породного массива для технологии, «малтипас» приведенной на рисунке 5 включает:

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
 ISI (Dubai, UAE) = 0.829
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИНЦ (Russia) = 0.126
 ESJI (KZ) = 8.997
 SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

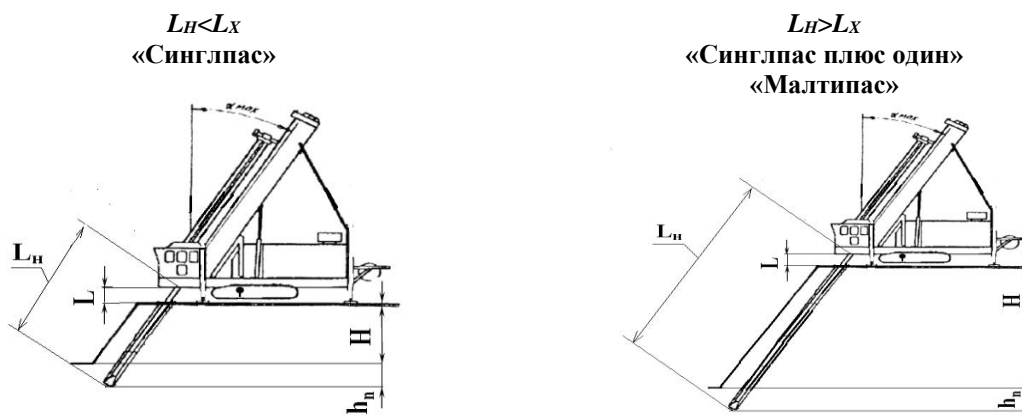


Рисунок 5. - Технология проходки одной взрывной скважины

- τ_1 - длительность работы системы горизонтирования станка, с, равная $0,03 T_u$ [2];

- τ_2 , - длительность развинчивания (свинчивания) стыка штанг, с, равная $0,03 T_u$ [2];

Как свидетельствует опыт эксплуатации отечественных и зарубежных буровых станков [4,9] режим работы приводов механизма горизонтирования и вращателя «свинчивание - развинчивание» является, кратковременным и составляет, от 0,3% до 1,0% времени от длительности цикла, причем меньшее его значение соответствует бурению крепких пород, а большее средних и мягких пород. [7,8]

Соответственно, длительность элементарного цикла - T_u для бурового станка обуравющего породный массив по технологии «малтипас» определится как:

$$T_u = \sum_{i=1}^n \tau_i, \text{ с}, i = 1, 2, \dots, n \quad (1.3)$$

где τ_3 - длительность непрерывного бурения одной штангой, с

$$\tau_3 = L_H / V_{\sigma}, \text{ с} \quad (1.4)$$

Здесь V_{σ} - скорость бурения, м/с;

τ_4 - длительность подъема бурового става (байпас), с

$$\tau_4 = L_x / k_v V_{\sigma n}, \text{ с} \quad (1.5)$$

здесь $V_{\sigma n}$ - максимальная скорость подъема бурового става из скважин, равная 0,466 м/с [4,8];

k_v - коэффициент использования скорости подъема става (0,4 - 0,5) [4];

τ_5 - время передвижения станка от скважины к скважине, с.

$$\tau_5 = \frac{k_u (a_c^2 + e^2)^{0.5}}{k_{v1} V_x}, \text{ с} \quad (1.6)$$

где k_u - коэффициент использования траектории движения для обуравания первого ряда равен $\sqrt{2}$, а для обуравания второго и последующих рядов при многорядном взрывании равный 0,5;

a_c - расстояние между скважинами в ряду, м;

e - расстояние между рядами скважин при

многорядном взрывании, м;

k_{v1} - коэффициент использования скорости движения станка, равный 0,3 [4,7];

V_x - скорость передвижения станка от скважины к скважине, м/с, $V_x = 0,33$ м/с [4,7,8,9];

$n_{ш}$ - число штанг, шт;

$\tau_{ни}$ и $\tau_{ош}$ - длительность, соответственно быстрого подъема (опускания) шпинделя определяется по формуле (1.6) при $k_v = 0,7 - 0,8$, с.

Таким образом, длительность элементарного цикла - T_u для бурового станка СБШ - 200 обуравующего породный массив по технологии «малтипас» с учетом выражений (1.4), (1.5) и (1.6) окончательно составит:

$$T_u = \tau_1 + \tau_2 + L_H / V_{\sigma} + \frac{L_x}{k_v V_{\sigma n}} + \frac{k_u (a_c^2 + e^2)^{0.5}}{k_{v1} V_x}, \text{ с} \quad (1.7)$$

Весовые коэффициенты - Ψ_{ui} , отражающие относительную продолжительность активации приводов системы горизонтирования, подачи, вращения долота, очистки скважины и хода при обуравании породного массива соответственно составят:

- для работы системы горизонтирования станка; [1,2,3,4,5,6]

$$\Psi_{u1} = 0,03 / T_u \quad (1.8)$$

- для работы ВПМ при развинчивании (свинчивании) стыка штанг [2];

$$\Psi_{u2} = 0,03 / T_u, \quad (1.9)$$

- для работы ВПМ при непрерывном бурении одной штангой;

$$\Psi_{u3} = L_H / V_{\sigma} T_u \quad (1.10)$$

- для работы ВПМ при подъеме бурового става (байпасный режим);

$$\Psi_{u4} = L_x / k_v V_{\sigma n} T_u \quad (1.11)$$

- при передвижении станка от скважины к скважине

$$\Psi_{u5} = \frac{k_u (a_c^2 + e^2)^{0.5}}{k_{v1} V_x T_u} \quad (1.12)$$

Для отработки уступов высотой - H (как правило, 10; 15 и 20 м) буровой станок должен

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
 ISI (Dubai, UAE) = 0.829
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИНЦ (Russia) = 0.126
 ESJI (KZ) = 8.997
 SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

обеспечить бурение взрывной скважины с глубиной равной:

$$L = (L + H + h_n) / \cos \alpha, \text{ м} \quad (1.13)$$

где L - расстояние между долотом и устьем скважины (при максимально поднятом вверх буровом ставе), м;

H - высота уступа, м;

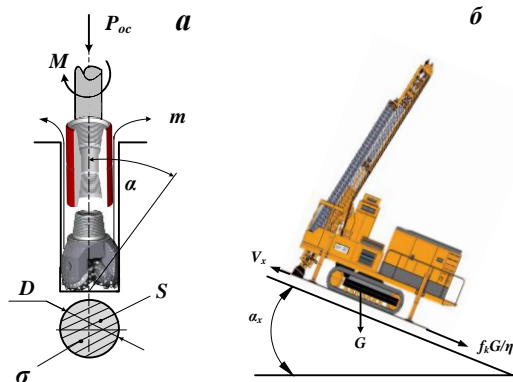


Рисунок 6. - Силовые параметры нагружения основных механизмов бурового станка: а - при бурении; б - при перемещении от скважины к скважине

$$M = 2,84 \cdot 10^{-3} k_1 K_c D (0,22 P_{oc})^m, \text{ Нм} \quad (1.14)$$

Здесь, m - показатель степени, зависящий от качества очистки скважины (при очень хорошей продувке - $m = 1,25$; при удовлетворительной - $m = 1,5$; при плохой продувке - $m = 1,75$)

k_1 - коэффициент, зависящий от прочности - σ буримой породы;

K_c - коэффициент, учитывающий увеличение момента от угла отклонения оси скважины от вертикали - α [5,6,7].

Зависимость коэффициента k_1 от прочности буримой породы [4].

В свою очередь условия осуществления бурения с учетом эффекта конверсии колебаний* можно записать следующим образом:

$$P_{oc} \geq 0,25 \pi \sigma D^2 k_{on}, \text{ Н} \quad (1.15)$$

$$M \geq 2,84 \cdot 10^{-3} k_1 K_c D (0,22 P_{oc} k_{on})^m k_{dep}, \text{ Н/м} \quad (1.16)$$

где k_{dep} , k_{on} - коэффициенты динамичности нагрузки вращателя и системы подачи бурового станка, соответственно.

* Когда приводы вращения и подачи бурового станка одновременно действует на долото возникает эффект конверсии. Под эффектом конверсии понимается процесс возникновения вынужденных колебаний в приводе вращения долота за счет собственных колебаний привода системы подачи. [1,2,3,4,8]

Мощность ВПМ с учетом (1.13) и (1.15) определится следующим образом:

h_n - длина перебура, м;

α - максимальный угол наклона скважин к вертикали, град.

Далее, в соответствии с результатами, полученными в [4] момент вращения долота - M определяется зависимостью (рис. 6а):

$$\begin{cases} N_n = 0,25 \pi \sigma D^2 k_{on} V_o \\ N_{ep} = 2,84 \cdot 10^{-3} k_1 K_c (0,22 P_{oc} k_{on})^m D^{m+3} \omega_{ep} k_{dep} \end{cases} \text{ Вт} \quad (1.17)$$

где N_n , N_{ep} - мощность привода системы подачи и вращения бурового станка, соответственно, Вт.

Мощность привода компрессора, необходимая для очистки скважина от буровой мелочи в соответствии с результатами, полученными в работе [6] составляет:

$$N_k = 0,125 \pi \rho g k_p \frac{H}{\eta_n \eta_k \cos \alpha} D^2 V_o, \text{ Вт} \quad (1.18)$$

где: k_p - коэффициент разрыхления буримой породы, $k_p = 1,45 \div 1,65$ [4,7,9];

α - угол наклона взрывной скважины к вертикали, рад.

Выводы.

Таким образом, силовые установки рассмотренных трех конструктивных схем ВМП, должна обеспечить необходимые усилия подачи для максимального диаметра, а частоту вращения, равную двойной частоте вращения для минимального диаметра бурения. Для оптимально выбора долота для каждой схемы выполнен анализ размерного ряда долот и сведены в таблицу 1 с подразделением на четыре группы. По результатам исследований определены формулы нескольких параметрических величин вращательно-подающего механизма бурового станка зависящий от весового коэффициента и элементарного цикла бурения по технологии «синглпас» и «малтипас».

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 0.829	ПИИИ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 8.997	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 5.667	OAJI (USA) = 0.350

References:

1. Egamberdiev, I.P., Atakulov, L., Muminov, R.O., & Ashurov, Kh.Kh. (2020). Research of Vibration Processes of Bearing Units of Mining Equipment. *International Journal of Advanced Trends in Computer Science and Engineering*. Volume 9, No.5, September - October 2020. <http://www.warse.org/IJATCSE/static/pdf/file/ijatcse125952020.pdf> <https://doi.org/10.30534/ijatcse/2020/125952020>
2. Muminov, R.O., & Boynazarov, G. G. (2020). Analysis of dynamic and hardness parameters rotation and feeding systems of the drilling rig. SOI: 1.1/TAS DOI: 10.15863/TAS *International Scientific Journal Theoretical & Applied Science* p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online) Year: 2020 Issue: 11 Volume: 91 Published: 05.11.2020 <http://T-Science.org>.
3. Poderny, R. Yu. (2007). Mechanical equipment of quarries: Textbook for universities. - 6th ed., Rev. and add. (MINING ENGINEERING) ISBN 978-5-7418-0467-4 (in trans.). (680 p.). Moscow: Publishing house of the Moscow State Mining University.
4. Prasolov, S. K. (2015). *Substantiation and selection of static characteristics and dynamic parameters of the hydrostatic drive of the feed system of a quarry drilling rig*. Ph.D. thesis tech. nauk, (122 p.). Moscow.
5. Kantovich, L.I., Kozlov, S.V., & Muminov, R.O. (2011). Substantiation and selection of parameters of the rotary - feeding mechanism of a quarry drilling rig. *GIAB*, No. 5, M.: publishing house "Gornaya kniga", pp. 225 - 229.
6. Muminov, R.O. (2012). *Justification and selection of dynamic parameters of the rotary-falling mechanism of the open-pit drilling rig*. Ph.D. thesis tech. nauk, (115p.). Moscow.
7. Kantovich, L.I., & Muminov, R.O. (2010). *Substantiation and selection of stiffness parameters of vibration-protective rotary-feeding mechanism of a quarry drilling rig*. Collection of reports of the 7th International Scientific School of Young Scientists and Specialists "Problems of subsoil development in the XXI century through the eyes of young people." (pp.255-258). Moscow: Publishing house IPKON RAN.
8. Poderny, R.Yu. (n.d.). *Mining machines and complexes for opencast works: in 2 tons, 4th edition*. - Publishing house of Moscow State University for the Humanities, 1999 and 2001.
9. Kantovich, L.I., Poderny, R. Yu., & Muminov, R.O. (2010). The influence of the parameters of the rotary - feeding mechanism of the drilling rig on its productivity. *GIAB*, No. 11, M.: publishing house "Gornaya kniga", pp. 396 - 399.