

На правах рукописи



Пятова Ирина Юрьевна

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ТРАНСМИССИЙ ГИДРООБЪЕМНЫХ ПРИВОДОВ ОСНОВНЫХ
МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО БУРОВОГО СТАНКА**

Специальность 05.05. 06 – «Горные машины»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва 2016

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Подэрни Роман Юрьевич

Официальные оппоненты: *Юнгмейстер Дмитрий Алексеевич*
доктор технических наук, профессор, ФГБОУ
ВПО Национальный минерально-сырьевой
университет "Горный", кафедра
машиностроения, профессор

Артемьев Николай Александрович
кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВПО
«Московский государственный
машиностроительный университет (МАМИ)»,
кафедра горного и нефтегазового оборудования,
заведующий кафедрой

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Кузбасский государственный
технический университет им. Т.Ф. Горбачева»
(КузГТУ им. Т.Ф. Горбачева)

Защита состоится «__» _____ 2016 г. в __ часов на заседании
диссертационного совета Д212.132.15 при ФГАОУ ВО Национальный
исследовательский технологический университет «МИСиС».

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Национального
исследовательского технологического университета «МИСиС» и на сайте
www.old.misis.ru.

Автореферат разослан « » _____ 2016 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
диссертационного совета
канд. техн. наук, профессор



ШЕШКО
Евгения Евгеньевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Наибольшее распространение на открытых горных работах получил шарошечный способ бурения скважин. Сегодня этим способом в РФ выполняется до 80% всех объемов бурения.

В настоящее время основу парка бурового оборудования России составляют карьерные буровые станки отечественного ООО «УГМК РУДГОРМАШ-Воронеж», ООО «ИЗ – КАРТЭКС им. П. Г. Коробкова», ОАО «БУЗУЛУКТЯЖМАШ» и зарубежного производства в основном компаний «Atlas Copco» «Sandvik». Опыт их эксплуатации свидетельствует, что стоимость буровых работ в крепких породах на открытых разработках колеблется в пределах 16 – 36% общей стоимости выемки одной тонны горной массы.

В то же время энергетической стратегией России на период до 2030 г., утвержденной правительством РФ 13.11.2009 №1715-р, в частности предусмотрено уменьшение общих расходов на проведение буровзрывных работ за счет: - снижения затрат на эксплуатацию станков с 40 – 45% до 20 – 25 %; - интенсификации процесса разрушения пород при бурении скважин путем увеличения подводимой мощности на разрушение; - улучшения показателей надежности работы оборудования и повышения автономности и мобильности полностью гидрофицированных карьерных буровых станков.

Поэтому разработка комплекса научно-технических мероприятий для разработки новых технических решений передачи мощности от первичного двигателя карьерного бурового станка к выходному валу трансмиссии привода вращения долота двумя потоками - механическим и гидравлическим, позволяющих повысить удельную производительность станка, при его эксплуатации на карьерах и разрезах Российской Федерации является **актуальной научной задачей** для отечественного машиностроительного комплекса, решение которой позволит создать отечественный полностью гидрофицированный карьерный буровой станок, превосходящий по своим технико-экономическим показателям лучшие зарубежные образцы.

Степень научной разработанности темы исследования. Наиболее известные исследования приводных систем шарошечных буровых станков в разное время проведены в ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А. А. Скочинского», СКБ СГО, НИИ «Гипроникель», Московском, Днепропетровском горных институтах и

МГГУ. Большой вклад в отечественную практику в этой области внесли доктора технических наук: Б. Н. Кутузов, И. Э. Наринский, Р. Ю. Подэрни, Л. И. Кантович, В. Н. Дмитриев, И. А. Сайдаминов, кандидаты технических наук Р. Г. Шмидт, А. А. Жуковский, Е. Н. Улицкий, М. И. Немировский, Ш. З. Нажмудинов, А. В. Доброзраков, а также ведущие конструкторы отечественной буровой техники Ю. А. Нанкин, В. И. Мороз, В. Ф. Голосов и многие другие исследователи и конструкторы.

Однако в настоящее время в технической литературе, практически не нашли отражения вопросы, связанные с разработкой и исследованием многопоточных трансмиссий, обеспечивающих бесступенчатое регулирование скорости ее выходного вала, при минимальной установленной мощности гидрообъемных машин регулирующего контура (более высоком КПД). Идея создания таких передач возникла давно, однако они не получили должного применения в отечественной и зарубежной практике.

В связи с этим исследования направленные на обоснование и выбор рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерных буровых станков, сегодня остаются по-прежнему актуальными.

Целью работы является повышение удельной производительности бурового станка, эксплуатирующегося в различных горнотехнических условиях за счет передачи мощности от его первичного двигателя к выходному валу трансмиссии привода вращения долота двумя потоками механическим и гидравлическим.

Основная идея работы заключается в разработке двухпоточной трансмиссии привода вращения долота бурового станка с более высоким КПД, который обеспечивается целенаправленным снижением потока рабочей жидкости в регулирующем контуре гидравлической компоненты этой трансмиссии.

Задачи исследования. Цель достигается решением следующих задач:

- **анализом** конструктивных особенностей схем вращательно-подающих механизмов отечественных и зарубежных карьерных буровых станков и их энерговооруженности и ранее выполненных аналитических и экспериментальных исследований в области приводных систем шарошечных буровых станков;

- *обоснованием* уровней установленной мощности систем силовой установки карьерных буровых станков различных типоразмеров;
- *аналитическим определением* длительностей активации основных механизмов бурового станка во времени для каждого режима его эксплуатации при *однозаходном* и *многозаходном* бурении взрывной скважины;
- *разработкой* математической модели взаимодействия рабочих органов основных механизмов бурового станка определенного типоразмера с гидрообъемной силовой установкой при обурировании уступа;
- *установлением* кинематических и силовых параметров традиционной гидрообъемной однопоточной трансмиссии приводов основных механизмов бурового станка с мехатронной системой управления параметрами регулирования объема рабочих камер гидромашин ее регулирующего контура;
- *разработкой* гидрокинематической схемы многорегимной гидрообъемной двухпоточной трансмиссии привода вращения долота с мехатронной системой управления параметрами регулирования объема рабочих камер гидромашин ее регулирующего контура;
- *установлением* кинематических и силовых параметров гидрообъемной двухпоточной трансмиссии приводов основных механизмов бурового станка;
- *сравнительным анализом* кинематических и силовых параметров традиционной однопоточной и двухпоточной трансмиссий приводов основных механизмов бурового станка.

Научное значение работы заключается в установлении зависимостей:

- суммарной длительности рабочего цикла от прочности буримой породы при заданных технологических параметрах бурения скважины станком определенного типоразмера *многозаходным* и *однозаходным* способом;
- величин объемных постоянных гидромашин регулирующего контура трансмиссии с одним- и двумя потоками передачи мощности долоту от параметра асимметричности диапазона регулирования его относительной скорости и установленной мощности силовой установки станка определенного типоразмера;
- величины суммарного КПД одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота от передаточного отношения однорядного планетарного механизма и локальных КПД гидравлической и механической компонент

привода.

Практическое значение исследования состоит в разработке:

- **принципиальной гидрокинематической схемы** двухпоточной трансмиссии привода вращения долота с мехатронной системой управления, позволяющей обеспечить работу привода с рациональной статической механической характеристикой путем **оперативного последовательного регулирования** объемов рабочих камер гидромашин регулирующего контура одним командоконтроллером;
- **инженерной методики расчета и выбора** рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка.

Методы исследования. При решении поставленных задач в работе был использован комплексный метод, включающий: - анализ теоретических и экспериментальных исследований в области приводных систем шарошечных буровых станков; - и синтез гидрокинематических схем одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости в ее регулирующем контуре.

Основные результаты исследования были получены путем математического моделирования с использованием, разработанных на основе теории Хилла (Percy H. Hill) методов расчета параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка.

Основные положения, выносимые на защиту:

- рациональные параметры трансмиссий гидрообъемных приводов вращения и подачи долота карьерного бурового станка могут быть установлены на основе многопараметрической математической модели их взаимодействия с забоем в течение рабочего цикла, в виде удельной производительности станка, отличающейся учетом: технологических параметров отработки уступа, прочности буримой породы, кинематических, конструктивных и силовых параметров этих приводов;
- увеличение КПД трансмиссии привода вращения долота достигается уменьшением потока рабочей жидкости в его регулирующем контуре, путем выбора вида статической механической характеристики вращателя,

учитывающей значения главных параметров режима бурения: осевого усилия, скорости вращения долота и качества очистки скважины;

- минимальный поток рабочей жидкости в регулирующем контуре трансмиссии привода вращения долота в режиме бурения, обеспечивается передачей мощности от первичного двигателя к выходному валу трансмиссии двумя потоками: механическим и гидравлическим.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректностью постановки задач исследований, базирующихся на современных научных методах исследований и фундаментальных положениях: - математической статистики; - теоретической механики твердого тела, жидкости; - математического моделирования и системного анализа процесса нагружения приводов основных механизмов карьерного бурового станка. Достоверность принятых допущений и проверка корректности аналитических моделей выполнены моделированием на ЭВМ. Относительная ошибка результатов математического моделирования с использованием пакета прикладной программы Math CAD составила не более 5%.

Апробация работы. Основные положения и содержание работы были доложены и обсуждены на: Международном научном симпозиуме «Неделя Горняка» в 2013 (г. Москва, МГГУ), 2014, 2015, 2016 гг. (г. Москва, НИТУ «МИСиС»); Молодёжном форуме лидеров горного дела в рамках международного научного симпозиума «Неделя горняка - 2013» (г. Москва, МГГУ); XV, XVI, XVII и XVIII Международных экологических конференциях студентов и молодых ученых «Горное дело и окружающая среда. Инновационные и высокие технологии XXI века» 2011, 2012, 2013 гг. (г. Москва, МГГУ), 2014 (г. Москва, НИТУ «МИСиС»); VIII – ом горнопромышленном Форуме «MINEX ‘ 12» (г. Москва, МГГУ); IX – ой международной научной школе молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» 2012, 2013 гг. (г. Москва, ИПКОН РАН); Международном форуме – конкурсе «Проблемы недропользования» 2015 г. (г. Санкт – Петербург, НМСУ «Горный»); семинарах кафедры Горные машины и оборудование в 2012 – 2016 гг. (г. Москва, МГГУ – НИТУ «МИСиС»); на научно-инновационном конкурсе по

программе «УМНИК» 2014 г. (г. Москва, НИТУ «МИСиС»).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 работ, 2 из них в журналах, входящих в перечень рецензируемых изданий, утвержденных ВАК Минобрнауки РФ.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, трёх глав, заключения, приложения и списка литературы из 72 наименований и включает 49 рисунков и 16 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность и степень научной разработанности темы исследования, сформулированы цель, основная идея работы, задачи исследования, основные научные положения и новизна, а также практическое значение работы.

В первой главе выполнен анализ современного состояния техники и технологии бурения взрывных скважин, включая физические способы разрушения горных пород, установлено, что **в обозримом периоде времени основным способом бурения горных пород продолжит оставаться механический способ**, поскольку, термический [3, 4, 5], взрывной, гидравлический, акустический, электрогидравлический и химический способы разрушения породы находятся в стадии экспериментов, которые, однако, не подтверждают их конкурентоспособности в обозримом будущем.

Статистический анализ энерговооруженности более чем 20 моделей современных отечественных и зарубежных буровых станков [6, 7] в диапазоне их веса от 40 до 150 тонн (рисунок 1) **показал, что:** наиболее энерговооруженными являются станки со шпиндельной схемой вращательно-подающего механизма (ВПМ) зарубежного производства с энерговооруженностью 5,11...11,75 кВт/т в то время как станки отечественного производства имеют этот показатель в диапазоне 2,17...6,4 кВт/т; наименее энерговооруженными являются станки с роторной схемой ВПМ отечественного производства имеющие энерговооруженность 4,79...5,5 кВт/т в то время как у зарубежных станков этого типа энерговооруженность 6,48...11,4 кВт/т веса станка. Излишне высокая удельная масса мачты (до 2,25 т/пог. м) и тяжелый гусеничный ход делают



Рисунок 1 – Уровень энерговооруженности карьерных буровых станков отечественного и зарубежного производства с различными схемами ВПМ
отечественные буровые станки неконкурентоспособными по уровню энерговооруженности.

Сравнительный анализ технического уровня конструкций современных карьерных буровых станков с различными схемами их ВПМ показал, что наиболее перспективными являются традиционная шпиндельная и роторно-шпиндельная схемы. Причем последняя обладает мировым приоритетом и патентной защитой на международном рынке. Роторно-шпиндельная схема ВПМ, разработанная на кафедре ГМО МГИ группой ее сотрудников под руководством профессора Р. Ю. Подэрни, сохраняя преимущества известных шпиндельной и роторной схем, лишена их основных недостатков.

В настоящее время одним из направлений совершенствования известных гидрообъемных приводов карьерных буровых станков является разработка силовой установки (СУ) с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота, обеспечивающей бесступенчатое регулирование и реверс исполнительных рабочих органов станка, при минимальной установленной мощности гидрообъемных машин регулирующего контура (РК) (с более высоким КПД). Идеи создания таких передач возникли давно, однако они не получили должного применения в отечественной и зарубежной практике.

На основе выполненного анализа достигнутого технического уровня конструкций современных карьерных буровых станков отечественного и зарубежного производства с гидрообъемными трансмиссиями приводов их основных механизмов сформулированы цель, идея и задачи исследований, приведенные в общей характеристике работы и свидетельствующие об актуальности исследования.

Вторая глава посвящена исследованию конструктивных параметров карьерного бурового станка и параметров его гидрообъемной силовой установки при бурении скважины в породах различной прочности.

Систематизация длительностей активации приводов основных механизмов бурового станка при однозаходном и многозаходном бурении взрывной скважины позволила аналитически установить длительности операций для каждого режима его работы, которые учитывают: вес станка – G (т), высоту горизонтирования – h_{rj} (м), коэффициент уменьшения скорости горизонтирования – k_r , гидравлическую мощность, задействованную при горизонтировании – N_{rj} (Вт), высоту уступа – H (м), величину линии наименьшего сопротивления по подошве уступа – W_j (м), номинальную скорость вращения долота – ω_j (рад/с), угол наклона скважины – α (град), длину штанги – $L_{ш}$ (м), паспортную скорость передвижения станка – V_x (м/с), увеличение траектории его движения за счет маневров и гипсометрии рабочей площадки – $k_{л}$, коэффициент использования скорости станка (коэффициент управления) с учетом квалификации машиниста – k_x , позволили получить зависимости суммарной длительности рабочего цикла станка определенного типоразмера от прочности буримой породы:

$$T_{цslj} = \sum_1^5 T_i, c \quad (1)$$

В уравнении (1) индексы s, l, i и j обозначают: - способ бурения скважины однозаходный «о» или многозаходный «м»; - конструкцию мачты бурового станка нераздвижную «н» или телескопическую «т»; - режим эксплуатации бурового станка; - типоразмер бурового станка: легкий «л», средний «с» или тяжелый «т», соответственно.

• при многозаходном бурении станком:

- легкого, среднего и тяжелого типоразмера с нераздвижной мачтой

$$T_{цмнj} = 6 \frac{h_{rj}}{k_r V_{6п}} + \frac{H + k_{Wj} W_j}{\varepsilon K_{Dj} \omega_j \cos \alpha} \sigma_j + 125 \left(\frac{H + k_{Wj} W_j}{L_{ш} \cos \alpha} - 1 \right) + \sqrt{2} \frac{k_{л} W_j}{k_x V_{xj}}, c \quad (2)$$

- тяжелого типоразмера с телескопической мачтой

$$T_{цмтj} = 6 \frac{h_{rj}}{k_r V_{6п}} + \frac{H + k_{Wj} W_j}{\varepsilon K_{Dj} \omega_j \cos \alpha} \sigma_j + 125 \left(\frac{H + k_{Wj} W_j}{L_{ш} \cos \alpha} - 2 \right) + \sqrt{2} \frac{k_{л} W_j}{k_x V_{xj}}, c \quad (3)$$

- при однозаходном бурении станком тяжелого типоразмера с телескопической мачтой

$$T_{цотт} = 6 \frac{h_{гj}}{k_{г} V_{бп}} + \frac{H + k_{Wj} W_j}{\varepsilon K_{Dj} \omega_j \cos \alpha} \sigma_j + 20 \left(\frac{1,693}{\cos \alpha} - 1 \right) + \sqrt{2} \frac{k_{л} W_j}{k_{x} V_{xj}}, \text{ с} \quad (4)$$

и их графическую интерпретацию (рисунок 2).

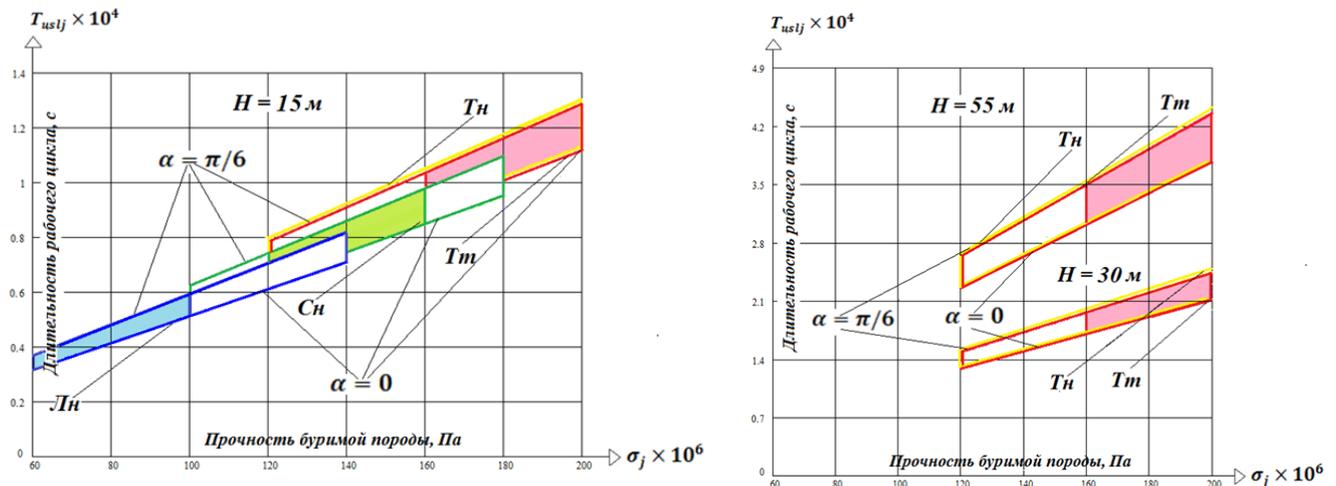


Рисунок 2 – Зависимость длительности рабочего цикла бурового станка легкого, среднего и тяжелого типоразмера с нераздвижной и тяжелого с телескопической конструкцией мачты от прочности буримой породы

Анализ зависимостей приведенных на рисунке 2 показал, что рабочий цикл у станка тяжелого типоразмера с телескопической конструкцией мачты, в предпочтительном диапазоне прочности буримой породы от 160 до 200 МПа, в среднем на 5,3 % меньше, чем у станка с нераздвижной ее конструкцией.

Полученные зависимости суммарной длительности рабочего цикла станков, учитывают технологические параметры бурения скважины, прочность породы, кинематические и конструктивные параметры станка, но не являются полной математической моделью, поскольку не учитывают как параметры СУ бурового станка, так и мощности приводов механизмов активированных в каждом режиме его работы. Нами предлагается математическая модель взаимодействия рабочих органов бурового станка определенного типоразмера с забоем в виде удельной производительности – Π_{ysl_j} , представляющей собой отношение высоты уступа – H к произведению средневзвешенной мощности СУ бурового станка j – го типоразмера – $\tilde{N}_{\Sigma sl_j}$ и длительности его рабочего цикла – $T_{цsl_j}$, учитывающую параметры СУ бурового станка такие как КПД, величины мощностей приводов механизмов, активированных в каждом режиме работы станка и длительности их активации:

$$P_{ysl_j} = \frac{H}{\tilde{N}_{\Sigma sl_j} T_{ustl_j}}, \frac{\text{пог.м/с}}{\text{Вт}} \quad (5)$$

здесь средневзвешенная загрузка СУ бурового станка j -го типоразмера по мощности определяется по выражению $\tilde{N}_{\Sigma sl_j} = \sum_1^{ij} \prod_1^{ij} \frac{T_{ij}}{T_{uj}} N_{ij}, \text{Вт}$ (6)

где: T_{ij} – длительность активации привода в i -ом режиме работы бурового станка j -го типоразмера, с; N_{ij} – мощность привода i -ой системы бурового станка:

- очистки скважины (компрессора) $N_{Kj} = \zeta_K N_{\Sigma j}, \text{Вт}$ (7)

- хода $2N_{БПj} = (1 + \zeta_{BM} - k_{XX}\zeta_K) N_{\Sigma j}, \text{Вт}$ (8)

- вращения долота $N_{Bj} = 0,248 N_{\Sigma j}, \text{Вт}$ (9)

- кондиционирования рабочей жидкости (РЖ)

$$N_{КРЖj} = N_{\Sigma j}(1 - \zeta_K)(1 - \eta_{CY}), \text{Вт} \quad (10)$$

- вспомогательных механизмов $N_{BMj} = \zeta_{BM} N_{\Sigma j}, \text{Вт}$ (11)

здесь k_{XX} – коэффициент загрузки привода компрессора по мощности в режиме холостого хода, равный $k_{XX} = 0,1$; η_{CY} – суммарный КПД СУ; ζ_i – доля мощности привода i -го механизма бурового станка в установленной мощности его СУ; $N_{\Sigma j}$ – установленная мощность СУ бурового станка j -го типоразмера:

$$N_{\Sigma j} = 25,4\xi \frac{2 - \eta_{СК}}{\eta_{CY}} N_{Пmax j}, \text{Вт} \quad (12)$$

где: ξ – коэффициент увеличения потребной мощности приводного двигателя гидрообъемной СУ за счет практически постоянной работы электро / гидроаппаратуры управления и защиты. По данным профессора В. И. Супруна $\xi = 1,02 \div 1,03$; $\eta_{СК}$ – общий КПД работы систем бурового станка в режиме бурения; $N_{Пmax j}$ – максимальная мощность привода подачи в режиме бурения j -го типоразмера станка, определенная с учетом его систематизированных параметров по разработанному в диссертации алгоритму:

$$N_{Пmax j} = P_{oc max} V_{\dot{o} max} / \eta_{П}, \text{Вт} \quad (13)$$

здесь: $P_{oc max}$ – максимальное осевое усилие подачи долота, Н; $V_{\dot{o} max}$ – скорость внедрения долота станка j -го типоразмера в породу, м/с; $\eta_{П}$ – КПД системы подачи.

Моделированием (рисунок 3) установлено, что: - для всех типоразмеров

бурового станка доли мощности привода i – го механизма бурового станка в установленной мощности его СУ имеют значения $\zeta_K = 0,513$; $\zeta_B = 0,182$; $\zeta_{BM} = 0,028$; - расчетные установленные мощности приводного двигателя СУ бурового станка определенного типоразмера между собой относятся как 1:1,44:1,76 [1, 8]. В практике это соотношение подлежит коррекции в соответствии с параметрическим рядом двигателей фирм изготовителей.

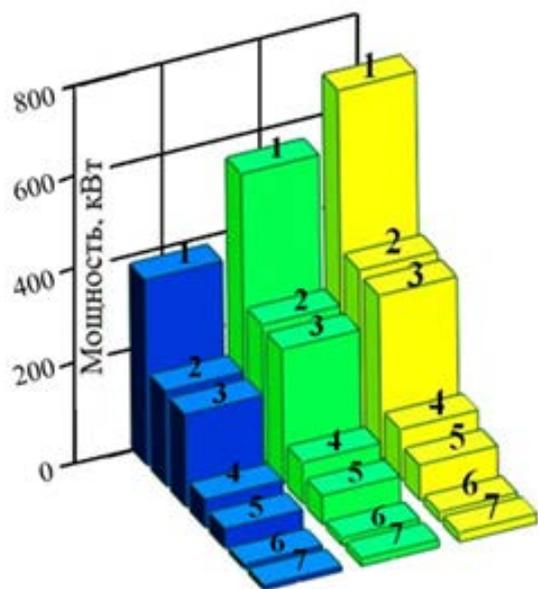


Рисунок 3 - Исследование уровней установленной мощности систем силовой установки карьерного бурового станка j -го типоразмера: а - алгоритм определения максимальной мощности привода подачи; б - распределение установленной мощности в СУ бурового станка

■ СУ бурового станка «легкого» типоразмера
 ■ СУ бурового станка «среднего» типоразмера
 ■ СУ бурового станка «тяжелого» типоразмера

Результаты моделирования удельной производительности (выражение (5)) при обуивании 15-ти, 30-ти и 55-ти метровых уступов буровым станком легкого, среднего и тяжелого типоразмера *многозаходным* и станком тяжелого типоразмера *однозаходным* бурением в зависимости от прочности буримой породы, которые получены с использованием пакета прикладной программы *Math CAD*, приведены на рисунке 4.

Анализ результатов моделирования показал, что: - при обуивании H – метрового уступа удельная производительность бурения одной скважины в диапазоне угла наклона скважины от 0 до $\pi/6$ у станков всех типоразмеров бурового станка нелинейно убывает с увеличением прочности буримой породы; - в предпочтительном диапазоне прочностей буримой породы наибольший темп убывания удельной производительности бурения скважины имеет место при бурении станком легкого типоразмера, а наименьший при бурении станком тяжелого типоразмера;

- наибольшая удельная производительность в предпочтительном диапазоне прочности буримой породы достигается у всех типоразмеров станков с

нераздвижной и с телескопической мачтой, как при *многозаходном*, так и при

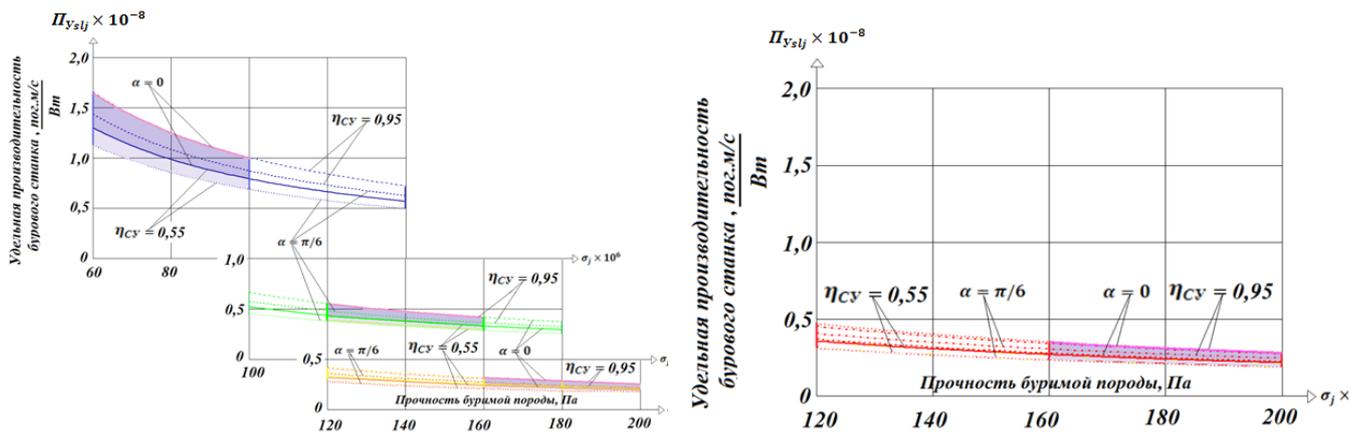


Рисунок 4 – Зависимость удельной производительности бурового станка легкого, среднего, тяжелого типоразмера с нераздвижной и тяжелого с телескопической мачтой при одно- и многозаходном бурении от прочности буримой породы

однозаходном бурении 15/30/55 – метровых уступов при максимальной величине КПД гидрообъемной СУ [2].

Для априорной оценки технического решения гидрообъемной трансмиссии с учетом обобщения результатов, полученных рядом исследователей и конструкторских бюро, в диссертационной работе нами определены основные кинематические и силовые параметры карьерного бурового станка легкого, среднего и тяжелого типоразмера.

В то же время в карьерных буровых станках отечественного и зарубежного производства как с гидрообъемным, так и с приводом постоянного тока приводы вращателя и ходового механизма, как правило, реализуют транспортную статическую механическую характеристику с участком работы привода с постоянной мощностью. С учетом вышеизложенного сформирована **типовая рациональная статическая механическая характеристика привода вращателя (хода) карьерного бурового станка каждого типоразмера при параметре асимметрии реверса равном 1,0 в координатах «относительный момент (относительное тяговое усилие) - относительная скорость вращения долота (относительная скорость хода)»**.

Анализ значений относительных скоростей вращения долота при бурении показал, что с достаточной степенью точности величину параметра статической механической характеристики привода вращения долота – *t* можно принять равной $t = 0,5$ для станка каждого типоразмера.

Третья глава посвящена исследованию и сравнительному анализу

кинематических и силовых параметров одно- и двухпоточных трансмиссий привода вращения долота гидрофицированного карьерного бурового станка.

Для СУ с традиционной гидрообъемной **однопоточной трансмиссией** привода вращения долота бурового станка в работе аналитически получены **зависимости объемных постоянных насос/моторов МНІ, МНІІ, МНІІІ** от: - установленной мощности $-N_{\Sigma j}$; - скорости вращения долота $-\omega$; - суммарного КПД трансмиссии $-\eta_{\Sigma 1}$, - коэффициента согласования максимальной паспортной скорости вращения вала насоса со скоростью вращения первичного двигателя (ПД) $-k^*$; - максимального давления в РК $-[P]$; - коэффициентов, характеризующих отношение установленной мощности конкретного механизма к установленной мощности ПД $-\zeta_i$; - коэффициента загрузки привода компрессора по мощности в режиме холостого хода $-k_{XX}$ и КПД бортовой передачи $-\eta_X$:

$$q_{\text{МНІІІ}j} \geq \frac{0,248N_{\Sigma j}}{\omega\eta_{\Sigma 1}[P]} k^*, \text{ м}^3/\text{рад} \quad (14) \quad q_{\text{МНІІІ}j} \geq \frac{(1 + \zeta_{BM} - k_{XX}\zeta_K)N_{\Sigma j}}{2\omega[P]\eta_X} k^*, \text{ м}^3/\text{рад} \quad (15)$$

При этом из условия симметричности потока РЖ в режиме **хода** бурового станка величина объемной постоянной гидромашины **МНІ** $-q_{\text{МНІ}j}$ должна составлять:

$$q_{\text{МНІ}j} = q_{\text{МНІІІ}j}, \text{ м}^3/\text{рад} \quad (16)$$

Установлено **соотношение объемных постоянных насос/моторов МНІ, МНІІ, МНІІІ** СУ с традиционной гидрообъемной однопоточной трансмиссией привода вращения долота, которое справедливо для **всех трех типоразмеров** буровых станков:

$$q_{\text{МНІІІ}} = 0,495 q_{\text{МНІ}} = 0,495 q_{\text{МНІІ}} \quad (17)$$

Важным резервом расширения области применения гидрообъемного привода в карьерных буровых станках является его использование в виде многопоточной передачи мощности от ПД к выходному валу механизма, включающей механическую и гидравлическую компоненты.

Вопросы применения двухпоточных передач в отечественных горных машинах частично рассмотрены в работах доктора техн. наук И. А. Сайдамина и кандидатов техн. наук М. И. Немировского, Ш. З. Нажмудинова, А. В. Доброзракова и В. Ф. Сандалова. Однако в настоящее время практически не нашли отражения вопросы, связанные с разработкой и исследованием многопоточных трансмиссий, обеспечивающих бесступенчатое регулирование

скорости ее выходного вала, при минимальной установленной мощности гидрообъемных машин РК с более высоким КПД. Идея создания таких передач возникла давно, однако они не получили должного применения в отечественной и зарубежной практике. Поэтому в работе предлагается схема многорежимной гидрообъемной СУ с двухвальным ПД и с реверсивными гидрообъемными РК «насосы – двигатели» с двумя потоками передачи мощности от ПД к входному валу механизма вращения долота карьерного бурового станка (рисунок 5).

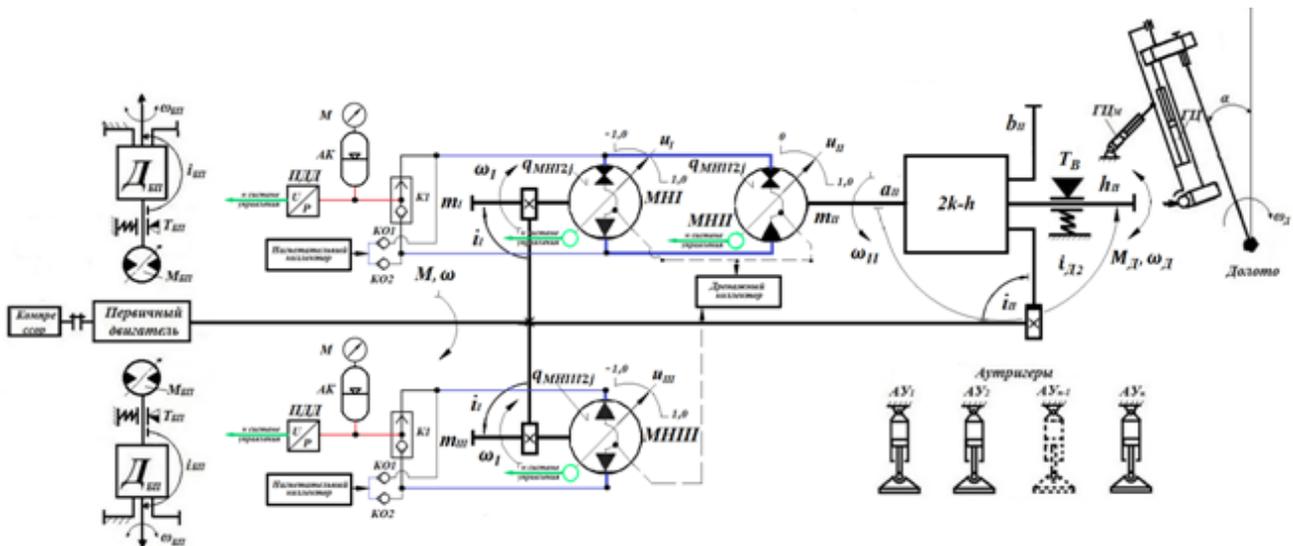


Рисунок 5 – Схема многорежимной СУ бурового станка с гидрообъемной двухпоточной трансмиссией привода вращения долота

Эта схема при разомкнутом тормозе – T_B выходного звена дифференциала 2k-h может работать в режиме редукции скорости (мультипликации крутящего момента) ПД во всем диапазоне скорости вращения долота или в насосном режиме при замкнутом тормозе – T_B , когда скорость вращения долота равна нулю. Причем в режиме хода станка для реализации симметричного потока РЖ в РК бортовых передач нами предлагается выполнить гидромашину МНП в виде двоянной аксиально-поршневой реверсивной гидромашины с независимыми электронными регуляторами объема рабочих камер пропорционального действия каждой секции.

Особенностью многорежимной СУ бурового станка с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота с однорядным планетарным механизмом 2k-h на выходе в режиме бурения, реализующей рациональную статическую механическую характеристику (рисунок 6), является то, что: - ее механическая компонента получает вращение от вала ПД с постоянной скоростью, а гидравлическая представляет собой гидрообъемный РК «насос/мотор МНП –

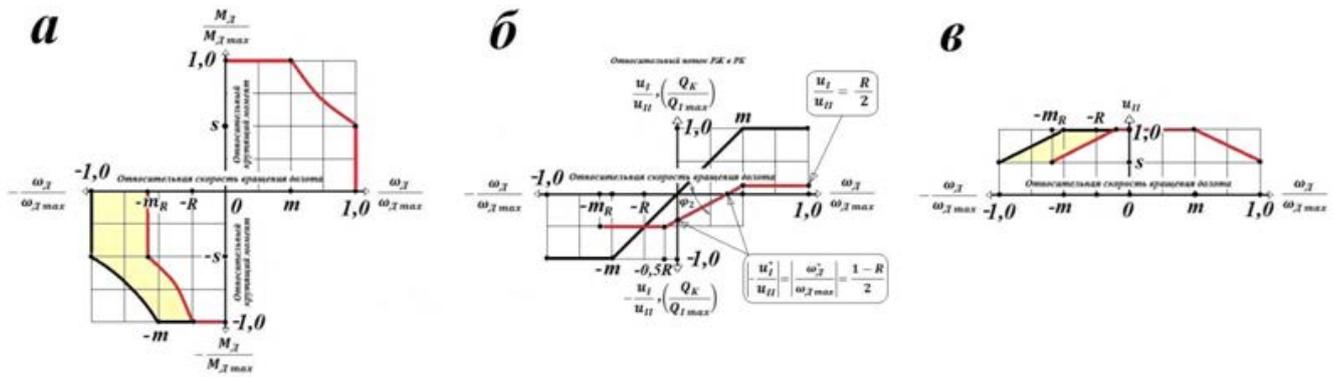


Рисунок 6 – Статическая механическая характеристика – а; зависимость относительной скорости вращения долота от параметра регулирования объема рабочих камер гидромашины МНИ (относительного потока РЖ в РК) – б; зависимость относительной скорости вращения долота от параметра регулирования объема рабочих камер гидромашины МНИИ – в

насос/мотор МНИИ». При этом насос МНИИ обеспечивает функционирование системы подачи долота путем коммутации в РК «МНИИ – ГЦ подачи долота»; - в режиме бурения (**тормоз – T_B - разомкнут**) гидромашина МНИИ работает **тормозом (с утечками)** солнечного колеса дифференциала 2k-h.

Вращение долота осуществляется только механической компонентой трансмиссии; в режимах несовместимых с режимом бурения (**тормоз – T_B - замкнут**) обе секции гидромашины МНИИ **работают насосами** с относительной максимальной дополнительной насосной мощностью:

$$(Q_K^*/Q_{I\max})_{\max} = 0,5(1 - R_{\min}) \quad (18)$$

определяемой минимальной глубиной реверса – R_{\min} , при этом последняя при $\eta_o = \eta_{ок\ ном} = 0,96, \Delta P/[P] = 1$ составляет величину не менее:

$$R_{\min} = 2(1 - \eta_o) \Delta P/[P] \cong 0,1 \quad (19)$$

Для СУ с гидрообъемной двухпоточной трансмиссией привода вращения долота бурового станка, в данной работе аналитически получены зависимости объемных постоянных насос/моторов МНИ, МНИИ, МНИИИ от параметров аналогичных параметрам СУ с традиционной однопоточной трансмиссией, включая глубину реверса – R_{\min} и передаточное отношение от вала ПД к валам гидромашин МНИ I и МНИИИ – i_I :

$$q_{МНИИ2j} \geq 0,124 \frac{N_{\Sigma j}}{\omega[P]\eta_{\Sigma 2}} \frac{1-R_{\min}}{i_I}, \text{ м}^3/\text{рад} \quad (20) \quad q_{МНИИ2j} \geq 0,534 \frac{N_{\Sigma j}}{\omega[P]}, \text{ м}^3/\text{рад} \quad (21)$$

при $q_{МНИ2j} = q_{МНИИ2j}, \text{ м}^3/\text{рад} \quad (22)$ и с учетом выражений (20) и (21) установлено их соотношение, которое справедливо для всех трех типоразмеров буровых станков:

$$q_{МНИИ2j} = 0,273 q_{МНИ2j} = 0,273 q_{МНИИ2j} \quad (23)$$

Для реализации рациональной статической механической характеристики разработаны блоки нелинейности мехатронной системы управления электронными регуляторами объема рабочих камер (рисунок 7) современных

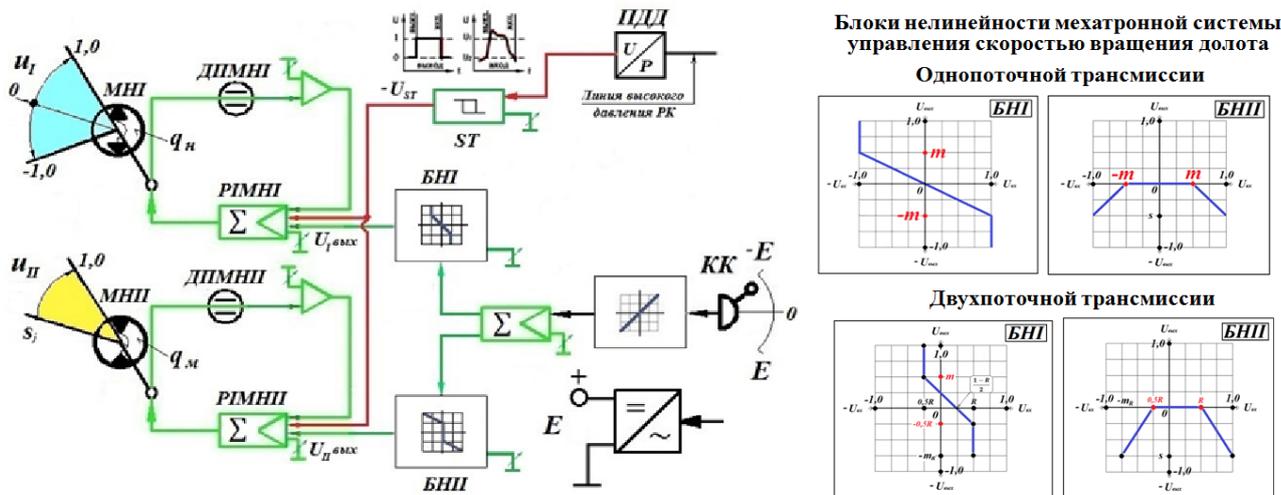


Рисунок 7 - Двухканальная мехатронная система управления механизмами регулирования объема рабочих камер гидромашин МНИ и МНИИ одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота

гидрообъемных насос/моторов, которые позволяют ограничить в режиме бурения изменение параметра регулирования объема рабочих камер гидромашин однопоточной трансмиссии МНИ в пределах $u_I^* = \pm 0,5$; МНИИ в пределах $u_{III}^* = N_{Пmaxj}/N_{БПj} = \pm 0,1$, а двухпоточной МНИ в пределах $u_I^* = \pm 0,366$ и МНИИ в пределах $u_{III}^* = N_{Пmaxj}/N_{БПj} = \pm 0,115$. При этом в режимах бурения и свинчивания/развинчивания бурового става параметр регулирования объема рабочих камер гидромашин МНИИ одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота может изменяться в диапазоне $1,0 \geq u_{II} \geq s$.

Что касается характеристик блоков нелинейности - БНИ, БНИИ, то следует отметить, что как для однопоточной, так и для двухпоточной трансмиссии привода вращения долота в режиме бурения они позволяют машинисту бурового станка одним командоконтроллером обеспечить скорость вращения долота в ее полном диапазоне по рациональной статической механической характеристике.

В режиме стопорения долота, при превышении датчиком ПДД максимального давления в РК, триггер Шмитта (ST) вырабатывает заданный сигнал, обнуляющий объемы рабочих камер гидромашин МНИ и МНИИ, и обеспечивает за 0,16 с синхронный перевод наклонных шайб (регуляторов объемов рабочих камер) гидромашин МНИ и МНИИ.

Для более глубокого анализа, характеристик двухпоточной трансмиссии привода вращения долота в зависимости от его относительной скорости вращения были подробно рассмотрены все возможные режимы работы гидромашин МНІ и МНІІ РК и установлено, что: - в режиме работы привода с *переменной мощностью* относительная скорость долота $-\omega_D/\omega_{Dmax}$ регулируется от $-R$ до 1,0 путем изменения только параметра регулирования объема рабочих камер гидромашин МНІ в диапазоне от -1,0 до 1,0; - в режиме работы привода с *постоянной мощностью* (с максимальным потоком РЖ в РК) относительная скорость долота $-\omega_D/\omega_{Dmax}$ регулируется от m до 1,0, а при «развинчивании» в диапазоне от $-R$ до $-m_R$ только за счет изменения параметра регулирования объема рабочих камер гидромашин МНІІ от 1,0 до s при этом относительный крутящий момент нелинейно убывает от $\pm 1,0$ до s . Также следует отметить, что при частоте вращения долота равной m , относительный поток РЖ в РК по величине равен половине глубины реверса $-0,5R_{min}$.

Выполненный нами анализ потоков РЖ в замкнутом РК свидетельствует, что объемный КПД гидравлической компоненты одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота при равных объемных постоянных гидромашин МНІ и МНІІ прямо пропорционален перепаду давления в РК и при его максимальном значении составляет не более $\eta_{ок} = 0,96$.

Установлено, что потери энергии в трансмиссии привода вращения долота с реверсивным гидрообъемным РК «насос – мотор» с достаточной степенью точности могут учитываться локальными КПД в направлении потока мощности от входа в элемент трансмиссии до выхода из него с учетом КПД дифференциала и его передаточного отношения, которые составляют: - для однопоточной трансмиссии не менее 12,8 % (суммарный КПД $\eta_{\Sigma 1} = 0,872$); - для двухпоточной трансмиссии не менее 6,9 % (суммарный КПД $\eta_{\Sigma 2} = 0,931$). То есть КПД гидрообъемной реверсивной двухпоточной трансмиссии привода вращения долота выше на 6,76 %, чем КПД однопоточной трансмиссии.

Установленная нами нелинейная зависимость удельной производительности бурового станка от прочности породы (с различными конструкциями его мачты при многозаходном и однозаходном бурении см. рисунок 5)) не позволяет однозначно оценить ее уровень для конкретного диапазона прочности породы

при различных суммарных КПД СУ с одно- и двухпоточной трансмиссией. Поэтому для однозначной оценки уровня удельной производительности воспользуемся ее интегральным значением, усредненным в диапазоне прочности буримой породы для станков легкого, среднего и тяжелого типоразмера при i – х суммарных КПД их СУ:

$$\tilde{\Pi}_{yslji} = \frac{\int_{\sigma_{j \min}}^{\sigma_{j \max}} \Pi_{yslji}(\sigma, \eta_{\Sigma i}) d\sigma}{\sigma_{j \max} - \sigma_{j \min}}, \frac{\text{пог. м/с}}{\text{Вт}} \quad (24)$$

Интегральная оценка удельной производительности буровых станков показала, что во всем диапазоне прочности буримой породы максимальная удельная производительность выше на 3,8 % у станков с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота, по сравнению со станками с однопоточной трансмиссией, как с нераздвижной, так и с телескопической мачтой при многозаходном и однозаходном обурировании 15/30/55 – метровых уступов как вертикальными, так и наклонными скважинами.

Установлено, что объемные постоянные гидромашин двухпоточной трансмиссии от объемных постоянных одноименных гидромашин однопоточной трансмиссии составляют не менее: - у насос/мотора *МНИ* - 51,5 %; - у насос/моторов *МНИ* и *МНИИ* - 93 %; - а суммарный объем гидромашин *МНИ*, *МНИ* и *МНИИ* СУ составляет - 84,7 %.

Эффективная поверхность радиатора системы «гидробак-охладитель» – F_p охладителем в дренажной линии с учетом конвекции и дросселирования РЖ в зазоре между плунжерами и цилиндрами гидромашин *МНИ* и *МНИИ* в режиме бурения (по данным канд. техн. наук Н. А. Абдуазизова) определена для СУ с однопоточной трансмиссией привода вращения долота равной:

$$F_{P1j} = (1 - k_{\theta 1}) \frac{q_{MNI1j} \frac{u_{I1}^*}{u_{II1}} k^* \omega [P] (1 - \eta_{\Sigma 1})}{k_{TO} \Delta t_p^0}, \text{ м}^2, \quad (25)$$

а с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота равной:

$$F_{P2j} = (1 - k_{\theta 2}) \frac{q_{MNI2j} \frac{u_{I2}^*}{u_{II2}} k^* \omega [P] (1 - \eta_{\Sigma 2})}{k_{TO} \Delta t_p^0}, \text{ м}^2 \quad (26)$$

где: k_{θ} – доля генерируемой РК тепловой мощности поглощенной в гидробаке системы «гидробак-охладитель»; u_{I1}^*/u_{II1} , u_{I2}^*/u_{II2} – отношение параметров регулирования объема рабочих камер гидромашин *МНИ* и *МНИИ* у однопоточной и

двух поточной трансмиссии привода вращения долота в режиме бурения, соответственно; k_{T0} – коэффициент теплоотдачи стенок охладителя, Вт/м² град, равный $k_{T0} = 20$ Вт/м²град; Δt_p^0 – превышение температуры РЖ радиатора над температурой окружающего воздуха, град, принято $\Delta t_p^0 = 25$ °С.

С учетом полученных ранее соотношений объемных постоянных гидромашин РК (14), (15), (20), (21) установлена кратность снижения эффективной поверхности радиатора СУ, величина которой при одном и том давлении РЖ в РК показывает, что эффективная поверхность теплоотдачи радиатора системы кондиционирования РЖ двухпоточной трансмиссии в самом длительном режиме работы станка – режиме бурения в 4,92 раза меньше по сравнению с однопоточной и составляет всего 20,3 % от величины последней.

Максимальная величина работы до предельного состояния гидромашин СУ (Нм), характеризуемая предельным состоянием ее пар трения «плунжер-цилиндр» (достижения величины объемного КПД 85 %), определена по равенству профессора М. М. Хрущева с учетом числа режимов эксплуатации гидромашин в течение рабочего цикла бурового станка, которое, соответственно, принимает вид для гидромашин:- МНП₁ и МНП₂ эксплуатирующихся в однопоточной и двух поточной трансмиссиях:

$$u_{I1}^* q_{MНП1} [P] k^* \omega (1 - \eta_o) T_{MНП1} = u_{I2}^* q_{MНП2} [P] k^* \omega (1 - \eta_o) T_{MНП2} \quad (27)$$

- МНП₁ и МНП₂ эксплуатирующихся в однопоточной и двух трансмиссиях:

$$u_{II1}^* q_{MНП1} [P] \frac{k^* \omega}{i_{D1}} (1 - \eta_o) T_{MНП1} = u_{II2}^* q_{MНП2} [P] \frac{k^* \omega}{i_{D2}} (1 - \eta_o) T_{MНП2} \quad (28)$$

При равном максимальном давлении в РК (уровне настройки предохранительного клапана или триггера Шмитта), объемном КПД гидромашин и передаточных отношениях дифференциалов ресурсы гидромашин МНП₂ и МНП₁, полученные из выражений (27) и (28), соответственно, составляют:

$$T_{MНП2} = \frac{u_{I1}^* q_{MНП1}}{u_{I2}^* q_{MНП2}} T_{MНП1} = 1,468 T_{MНП1}, \text{ маш. ч} \quad (29)$$

$$T_{MНП2} = \frac{u_{II1}^* q_{MНП1}}{u_{II2}^* q_{MНП2}} T_{MНП1} = (21,836 \div 38,82) T_{MНП1}, \text{ маш. ч} \quad (30)$$

То есть при одно- и многозаходном бурении 15/30/55 – метровых уступов вертикальными и наклонными скважинами станком с нераздвижной или телескопической конструкцией мачты **ресурс гидромашин** его СУ с

двухпоточной трансмиссией привода вращения долота **выше** у машины *МНІ* почти в 1,5 раза, а у *МНІІ* более чем в 21 раз по сравнению с одноименными гидромашинами *СУ* с однопоточной трансмиссией.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей квалификационной научно-исследовательской работе дано новое решение актуальной научной задачи, заключающееся в разработке новых технических решений передачи мощности от первичного двигателя карьерного бурового станка к выходному валу трансмиссии привода вращения долота двумя потоками - механическим и гидравлическим, позволяющей повысить удельную производительность станка, при его эксплуатации на карьерах и разрезах Российской Федерации.

Основные научные выводы и результаты диссертационной работы, полученные лично автором, заключаются в следующем:

1. Разработана многопараметрическая математическая модель взаимодействия рабочих органов бурового станка с забоем в виде удельной производительности $-P_{ysl_j}$ (пог.м/Вт·с), представляющей собой отношение высоты уступа к произведению средневзвешенной мощности $-N_{\Sigma sl_j}$ и длительности его рабочего цикла $-T_{sl_j}$, позволяющая при заданных технологических параметрах уступа, количественно установить влияние прочности буримой породы $-\sigma_j$, кинематических и конструктивных параметров станка, и мощностей приводов его механизмов на уровень удельной производительности.
2. Разработана схема многорежимной гидрообъемной *СУ* с реверсивными регулирующими контурами «насосы – двигатели», передающими мощность от ПД к входному валу механизма вращения долота карьерного бурового станка двумя потоками - механическим и гидравлическим.
3. Установлено, что в точке $-m$ статической механической характеристики, соответствующей минимальной относительной скорости вращения, долота при работе привода с постоянной мощностью, в диапазоне изменения относительного крутящего момента $1,0 \geq M_{Дj} / M_{Дj \max} \geq s$ (при разомкнутом

тормозе $-T_B$), относительный поток РЖ в РК у двухпоточной трансмиссии до 20 раз меньше, чем у однопоточной трансмиссии в той же точке. Это позволяет, при одном и том же давлении РЖ в РК, уменьшить мощность системы кондиционирования РЖ СУ до 20,3 % в самом длительном режиме работы станка – режиме бурения.

4. Установлено, что для обеспечения максимального момента в приводе вращения долота $M_D/M_{Dmax} = -1,0$ в режиме развинчивания бурового става, минимальное значение параметра регулирования относительной скорости его вращения $-|R_{min}|$, не должно превышать удвоенную величину отношения объемных утечек в РК к максимальной подаче гидромашины MHI СУ при максимальном перепаде давления в РК.
5. Установлены зависимости для определения:
 - величин объемных постоянных гидромашин СУ станков всех типоразмеров с одно- и двухпоточным приводом вращения долота от установленной мощности СУ и параметра асимметричности диапазона регулирования относительной скорости вращения долота;
 - суммарного КПД $-\eta_\Sigma$ одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота от передаточного отношения $-i_D$ однорядного планетарного механизма и локальных КПД гидравлической и механической компонент привода.
6. Установлено, что в СУ бурового станка с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота:
 - в режиме бурения, длительность достижения величины объемного КПД $\eta_o \leq 0,85$, выше у машины MHI почти в 1,5 раза, а у $MIII$ более чем в 21 раз;
 - в режимах, несовместимых с бурением (при замкнутом тормозе $-T_B$), гидромашин $MIII$ работает в насосном режиме с относительной подачей $Q_{Kj}^* = 0,252Q_{I maxj}$ (когда $R = R_{min}$) при этом дополнительная насосная мощность может передаваться приводам системы горизонтирования, подъема/опускания мачты, быстрого подъема/спуска шпинделя и хода бурового станка.
7. Установлено, что во всем диапазоне прочностей буримой породы, удельная

производительность буровых станков с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота выше на 3,8 %, чем у станков с однопоточной трансмиссией.

8. Основные результаты диссертационной работы приняты к реализации в плановых научно-технических разработках ООО «ИЗ-КАРТЭКС им. П.Г. Коробкова» на 2017-2018 гг. по совершенствованию существующих и созданию новых конструкций карьерного бурового станка.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах, опубликованных:

в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки РФ:

1. **Пятова И. Ю.** Обоснование уровня установленной мощности систем силовой установки карьерных буровых станков / Подэрни Р. Ю., Пятова И. Ю. // УГОЛЬ. – 2014. - № 7. – С. 70 – 72.
2. **Пятова И. Ю.** Математическая модель обуривания Н – метрового уступа буровым станком с гидрообъемной силовой установкой / Подэрни Р. Ю., Пятова И. Ю. // Горная промышленность. – 2015. - № 2 (120). – С. 116 – 117.

в научных сборниках и других изданиях:

3. **Пятова И. Ю.** Онтология и анализ достигнутого технического уровня конструкций буровых станков термического расширения взрывных скважин / Пятова И. Ю., Гончаров С. А., Хромой М. Р. // Научный вестник МГГУ. – 2012. – № 11. – С. 67 – 74.
4. **Пятова И. Ю.** Теоретические аспекты бурения взрывных скважин в поверхностно – активной среде. Вопросы образования и науки: теоретический и методический аспекты: сборник научных трудов по материалам Международной заочной научно – практической конференции. Часть 5; Мин. образования и науки Рос. Федерации. Тамбов: Изд – во ТРОО «Бизнес – Наука – Общество», 2012. С. 107 – 109.
5. **Пятова И. Ю.** Эффект Ребиндера и действие поверхностно – активных веществ при бурении взрывных скважин. Международная молодежная научная школа «Проблема освоения недр в XXI веке глазами молодых». Том 2. – М: ИПКОН РАН, 2012 – С. 204 – 207.
6. **Пятова И. Ю.** Сравнительный анализ достигнутого технического уровня конструкций вращательно – подающих механизмов современных карьерных

буровых станков в сборнике Трудов Международной научно – технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития», 2013 – Навои (Республика Узбекистан): С. 182 – 183.

7. **Пятова И. Ю.** Исследование уровня энерговооруженности карьерных буровых станков отечественного и зарубежного производства / Подэрни Р. Ю., Пятова И. Ю., Хромой М. Р. // Научный вестник МГГУ. - 2013. - № 9 (42). - С. 74 – 87.
8. **Пятова И. Ю.** Алгоритм определения максимальной мощности привода подачи в режиме «бурение» j – го типоразмера карьерного бурового станка. Международная молодежная научная школа «Проблема освоения недр в XXI веке глазами молодых». Том 2. – М: ИПКОН РАН, 2013 – С. 140 – 143.

Личный вклад автора состоит в формулировании цели и идеи работы, постановке задач и выборе методов исследования, анализе полученных результатов и разработке рекомендаций. В публикациях с соавторами [1, 2, 3, 4] личное участие автора состоит в обзоре и анализе параметров конструкций гидрофицированных карьерных буровых станков, в обосновании уровня установленной мощности систем их силовых установок и в разработке многопараметрической математической модели обуривания уступа буровым станком с гидрообъемной силовой установкой.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы:

Исследовать динамические переходные и тепловые процессы в гидравлической компоненте двух поточной трансмиссии привода вращения долота с учетом изменений во времени: - движущего момента первичного электро / дизельного двигателя; - температуры (изменения вязкости) в линии высокого давления регулирующего контура.