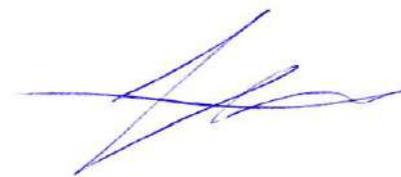


ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»
(РУТ (МИИТ))



На правах рукописи

Шошин Александр Сергеевич

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА
ВРАЩЕНИЯ БУРОВОГО СТАВА БУРОВЫХ ТРАКТОРНЫХ СТАНКОВ**

2.5.2. Машиноведение (технические науки)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, доцент
Гринчар Николай Григорьевич

Москва – 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	12
1.1 Буровые машины транспортного строительства.....	12
1.2 Рабочие процессы машин вращательного бурения шарошечными долотами.....	27
1.3 Приводы основных органов буровых машин транспортного строительства.....	33
1.4 Требования, предъявляемые к вращательному механизму исполнительного органа строительных буровых машин.....	36
1.5 Выводы по разделу 1.....	39
2 АНАЛИЗ РАБОТЫ ПРИВОДА ВРАЩЕНИЯ БУРОВОГО СТАВА	42
2.1 Динамические процессы в гидросистеме привода вращения бурового става.....	42
2.2 Методика расчета параметров гидропневмоаккумулятора гидросистемы вращения бурового става строительных буровых машин.....	51
2.3 Влияние динамических параметров гидросистемы вращения бурового става на характеристики его работы.....	57
2.4 Результаты натурных испытаний строительных буровых машин.....	59
2.7 Выводы по разделу 2.....	63
3 АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ГИДРОПРИВОДА ВРАЩЕНИЯ И ПОДАЧИ БУРОВОГО СТАВА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ	64
3.1 Современный уровень надежности гидроприводов буровых машин транспортного строительства.....	64
3.2 Оценка режимов эксплуатации.....	69
3.3 Классификация отказов в гидроприводах мобильных машин.....	71
3.4 Характер изменения параметров привода вращения бурового става машин транспортного строительства.....	78
3.5 Определение предельных значений объемного коэффициента полезного действия для привода вращения и подачи бурового става.....	84
3.6 Влияние конструктивных изменений на параметры надежности бурового става.....	89

3.7 Выводы по разделу 3.....	96
4 КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ БУРОВОГО СТАВА И АНАЛИЗ ЕГО РЕЗУЛЬТАТОВ	97
4.1 Разработка компьютерной модели привода вращения бурового става.....	97
4.2 Анализ результатов моделирования.....	104
4.3 Выводы по разделу 4.....	114
5 МОДЕРНИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ ПРИВОДОВ БУРОВЫХ ТРАКТОРНЫХ СТАНКОВ.....	115
5.1 Основные приводы буровых тракторных станков.....	115
5.1.1 Привод вращения бурового става.....	115
5.1.2 Привод подачи бурового става	118
5.2 Эволюция приводов вращения бурового става.....	115
5.3 Разработка конструктивных изменений привода вращения с целью повышения надежности	123
5.3.1 Модернизация привода вращения бурового става	123
5.3.2 Модернизация привода подачи бурового става.....	141
5.4 Выводы по разделу 5.....	153
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	155
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	157
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	158
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	171
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	172
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	175
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....	179
ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....	183
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	210
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж.....	221

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Основными направлениями развития машиностроения предусматривается повышение производительности труда в строительстве. При этом особое внимание уделяется качеству выпускаемых машин.

Широкие масштабы строительных работ в Российской Федерации предусматривают ежегодную разработку больших объемов как горных пород, так и вечномерзлых грунтов, большая часть которых требует применения буровзрывных работ. Наиболее трудоемким процессом подготовки пород к выемке является создание скважин.

Основу машинного парка, обеспечивающего разработку взрывных скважин, составляют строительные буровые машины, на базе промышленных тракторов.

Основную часть парка машин этого типа составляют буровые тракторные станки (БТС) БТС-150 на базе трактора Т-170 и его модификаций. Основным фактором, снижающим эксплуатационную производительность строительных буровых машин, являются простои, обусловленные довольно низкой надежностью узлов и механизмов.

Режимы нагружения строительных буровых машин имеют резко выраженный динамический характер, обусловленный работой в породах со сложными физико-механическими свойствами (трещиноватые породы, породы с валунными включениями, вечномерзлые грунты).

Учитывая вышеизложенное, начиная с 1970-х гг. начался переход на гидрообъемные трансмиссии в приводах строительных буровых машин, когда было освоено производство мощных аксиально-поршневых и радиально-поршневых гидромашин. Объемный гидропривод позволяет существенно снизить динамические нагрузки и таким образом существенно повысить эксплуатационную надежность.

Одним из перспективных направлений повышения эксплуатационной

надежности гидропривода буровых станков является совершенствование конструкции. В качестве наиболее эффективных путей решения этой задачи можно указать два основных варианта:

- упрощение гидрокинематической схемы привода;
- подбор гидроаппаратов с параметрами, позволяющими наиболее рационально решить задачу.

Определение рациональных параметров привода вращения бурового става буровых тракторных станков позволит снизить колебания нагрузки на гидропривод (колебания давления), с одной стороны, и повысить эксплуатационную надежность и долговечность гидроаппаратов, с другой стороны.

Степень разработанности темы. В трудах советских и российских ученых разработаны основные положения динамического расчета высокопроизводительных строительных машин и их рабочих органов для работы в грунтах всех категорий. В то же время физическая возможность рационализации динамических режимов строительной машины определяется спецификой ее работы и конструкции.

Основные пути снижения динамических воздействий и повышения качества буровых машин транспортного строительства рассмотрены в работах Г.С. Загорского [42], Ю.П. Майорова [63], Н.А. Недорезова [69] и др.

В указанных работах рассматривались проблемы оптимизации параметров конструкции буровых тракторных станков на базе промышленных тракторов типа Т-130 и Т-170. Были разработаны рациональные варианты конструкции основных приводов машин – привод вращения бурового става и привод подачи. Было доказано, что с учетом основных факторов, действующих на привод, наиболее рациональным вариантом является применение гидравлического объемного привода в силу известных его преимуществ. [3, 19, 20, 45, 55, 65, 66, 71, 72, 74, 83]. В то же время специфические условия работы буровых тракторных станков в железнодорожном, гражданском и транспортном строительстве требуют дальнейших исследований в указанной сфере.

В фундаментальных трудах отечественных ученых В.Н. Прокофьева [74, 75], Т.М. Башты [3], В.М. Бермана [6] и др. рассмотрены вопросы разработки, расчета и проектирования гидравлических систем строительных и дорожных машин, в том числе машин транспортного строительства, работающих в нестационарных динамических режимах.

Непосредственное влияние на развитие буровой техники оказали научные работы профессоров В.Д. Буткина [8], Б.Н. Кутузова [60, 61], И.Ф. Медведева [64], В.А. Муравенко [67], И.Э. Наринского [68] и др.

Основными приводами буровых станков являются привод подачи бурового става на забой и привод вращения бурового става. Последний работает в наиболее сложных условиях с точки зрения динамики процесса бурения, что приводит к значительным колебаниям давления в приводе, когда машина имеет полностью гидравлический объемный привод. Таким образом, наибольшего эффекта при модернизации и разработке новых машин можно достичь, совершенствуя привод вращения бурового става.

Объект исследования – привод вращения бурового става буровых тракторных станков.

Предмет исследования – взаимосвязи между конструктивными параметрами привода вращения бурового става и их влияние на надежность и долговечность.

Цель работы – определение рациональных параметров и повышение надежности привода вращения бурового става буровых тракторных станков.

Поставленная цель может быть достигнута прежде всего за счет внесения изменений в конструкцию привода вращения, позволяющих снизить статические и динамические нагрузки на основные агрегаты гидропривода, упростить конструкцию, а также за счет совершенствования методик расчета с применением современной компьютерной и вычислительной техники.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- проанализировать динамические нагрузки, действующие на привод вращения бурового става;
- изучить возможности повышения надежности гидропривода вращения бурового става за счет внесения изменений в его конструкцию и исследовать влияние возможных конструктивных изменений на условия работы;
- оценить показатели надежности привода вращения бурового става буровых тракторных станков до и после внесения изменений в конструкцию;
- разработать компьютерную модель функционирования привода вращения бурового става с целью уточнения нагрузок, действующих на привод с учетом его конструктивных особенностей;
- разработать конструктивные решения, позволяющие добиться повышения надежности работы привода вращения бурового става в эксплуатационных условиях.

Научная новизна результатов исследования заключается в следующем:

- установлено, что при выборе гидропневмоаккумулятора привода вращения бурового става имеется рациональный уровень рабочего объема, при котором колебания давления в приводе сглаживаются наилучшим образом и превышение которого нецелесообразно;
- установлено, что замена привода вращения бурового става с низкомоментным гидромотором и одноступенчатым редуктором на привод с высокомоментным гидромотором без редуктора оказывает положительное влияние на снижение колебаний давления в гидроприводе вращения бурового става, при этом амплитуда колебаний снижается в 1,5–1,7 раза в зависимости от режима бурения;
- разработана математическая модель надежности работы гидропривода вращения бурового става, учитывающая конструктивное исполнение привода, параметры надежности агрегатов, позволяющая анализировать ресурс агрегатов системы;

– разработана компьютерная модель, позволяющая оценить режим работы гидропривода вращения бурового става при разных условиях эксплуатации на этапе проектирования.

Теоретическая значимость работы:

– показано, что наиболее тяжелыми в плане режима нагружения привода вращения бурового става являются условия при бурении трещиноватых скальных пород;

– установлено, что в любой проектной ситуации существует такое состояние гидравлической системы, в котором она характеризуется уникальным набором рациональных конструктивных параметров, позволяющих обеспечить стабилизацию давления с учетом режима нагружения;

– установлено, что переход на использование в приводе вращения высокомоментного гидромотора с одновременным исключением редуктора из гидрокинематической схемы на безредукторный привод позволяет увеличить срок службы агрегатов системы вращения бурового става примерно в 1,5 раза вне зависимости от того, какой уровень безотказной работы принят за критический;

– значения предельных величин объемного коэффициента полезного действия (КПД) гидропривода как фактора, определяющего эффективность работы буровых тракторных станков, зависит от эксплуатационных условий, в частности, от характеристик разрабатываемой горной породы;

– на основе проведенного теоретического анализа существующих расчетных методик, а также компьютерного моделирования установлено, что существует интервал значений объемов гидропневмоаккумуляторов, в котором конкретный объем гидропневмоаккумулятора для определенной гидросистемы, соответствует максимальному эффекту стабилизации давления; установлено, что увеличение рабочего объема гидропневмоаккумулятора свыше величины 40–50 л не оказывает положительного эффекта на стабилизацию давления в гидроприводе вращения бурового става.

Практическая значимость работы:

- определены рациональные параметры основных гидроагрегатов, составляющих привод вращения бурового става (гидромотор, гидропневмоаккумулятор), близкие к оптимальным;
- разработана новая конструкция привода вращения без редуктора бурового става с учетом разных режимов нагружения, а также с учетом влияния колебаний, возникающих при бурении;
- исследовано влияние предлагаемых конструктивных изменений в приводе вращения бурового става, обеспечивающее положительный эффект в плане повышения надежности работы привода.

Методология и методы исследования

Решения задач настоящего исследования опираются на известные теории в области бурения, методы оценки надежности гидравлических приводов и расчета мощности, затрачиваемой на бурения различных пород.

Положения, выносимые на защиту:

- замена низкомоментного гидромотора в приводе вращения бурового става на высокомоментный с одновременным исключением промежуточного редуктора позволяет существенно повысить вероятность безотказной работы привода;
- анализ изменения объемного КПД гидропривода буровых машин транспортного строительства и его взаимосвязи с процессом бурения скальных пород показал, что характер его изменения удовлетворительно описывается квадратичной зависимостью;
- оптимальный рабочий объем гидропневмоаккумулятора, применяемого в гидроприводе вращения бурового става машин типа БТС-150, зависит преимущественно от параметров гидромотора и характера нагрузок, действующих на буровой став;
- доказана возможность существенного снижения колебания нагрузки на гидропривод вращения става буровых тракторных станков за счет рационального подбора конструктивных параметров агрегатов, составляющих привод.

Степень достоверности и апробация работы

Достоверность полученных результатов подтверждается данными из сферы эксплуатации буровых тракторных станков, результатами компьютерного моделирования, а также результатами экспериментальных исследований, проводившихся на натуральных образцах буровой машины БТС-150.

Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на научных семинарах кафедры «Наземные транспортно-технологические комплексы» Российского университета транспорта (РУТ (МИИТ)) с 2019 по 2023 г., а также на семи научно-технических конференциях российского и международного уровня, таких как Международная научно-практическая конференция «Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях» (Белгород, 2019); XXIII Московская международная межвузовская научно-техническая конференция студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы» (2019); Международная научно-практическая конференция «Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях» (Белгород, 2020); XXIV международная научно-практическая конференция «Фундаментальная наука и технологии – перспективные разработки» (Morrisville, 2020); Международная научно-практическая конференция «Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях» (Белгород, 2021); Международная научно-практическая конференция «Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях» (Белгород, 2022); XXVII Московская международная межвузовская научно-техническая конференция студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы» (2023).

Результаты диссертации внедрены на заводе-изготовителе буровых тракторных станков БТС-150 Акционерное общество «Можайское экспериментально-механическое предприятие» (АО «МЭМП»).

Акт внедрения приложен в приложении к диссертации.

1 ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Буровые машины транспортного строительства

В строительстве в настоящее время более 90 % основных трудоемких работ выполняется с применением машин, а их управлением и ремонтом занято примерно 25 % работающих. Поэтому одним из основных направлений повышения производительности труда и эффективности производства работ в транспортном строительстве является усиление развития механизации и улучшение использования строительной техники.

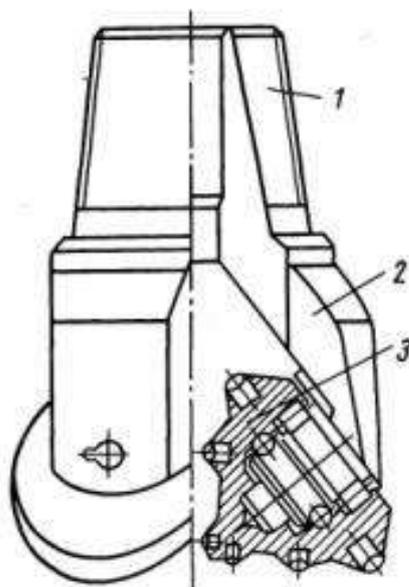
К настоящему времени произошли значительные изменения в составе и номенклатуре строительных машин и транспортных средств общего назначения, выпускаемых промышленностью, а также специализированных машин для транспортного строительства. Широкое распространение получил гидравлический привод рабочих органов машин. Увеличение числа машин каждого вида сопровождалось повышением их единичной мощности, внедрением новых, более совершенных типов.

В настоящее время в транспортном строительстве широко применяется ряд мобильных буровых станков при выполнении буровзрывных работ на строительстве земляного полотна железных и шоссейных дорог в скальных, сезонно- и вечномерзлых грунтах, при сооружении фундаментов мостовых опор, в карьерах по добыче каменных материалов, при устройстве котлованов под опоры контактной сети, линий связи и электропередачи, сооружении горных тоннелей и метрополитенов [4, 5, 6, 8, 14, 22, 33, 38, 41, 46, 62].

В зависимости от назначения и размеров транспортных сооружений применяются разные буровые станки и бурильные машины с использованием механического способа бурения, при котором рабочий инструмент непосредственно воздействует на породу.

В зависимости от способа разрушения скальных пород различают машины вращательного, ударно-поворотного, ударно-вращательного и вращательно-ударного бурения [95].

Наибольшее распространение получили машины вращательного бурения, разрушающие грунт при разработке скважин посредством непрерывно вращающегося бурового инструмента, на который накладывается осевое усилие подачи. Под действием осевого усилия буровой инструмент внедряется в грунт, а при вращении скалывает его по всему поперечному сечению забоя. Конструктивная схема машин этого типа включает буровую штангу с вращателем, на нижнем конце которой закреплен буровой инструмент, направляющую раму, механизм подачи бурового става на забой, устройство для очистки скважины от продуктов бурения. Бурильное оборудование монтируется на базе серийных грузовых автомобилей, гусеничных и колесных тракторов, одноковшовых экскаваторов. В качестве бурового инструмента при отрывке котлованов и проходке скважин в талых и мерзлых грунтах с небольшим содержанием скальных включений применяют ковшовые и резцово-шнековые буры, для бурения шпуров и скважин в скальных породах и мерзлых грунтах с большим количеством твердых включений – шарошечные долота (рисунок 1.1).



1 – корпус с резьбовой головкой; 2 – лапа с опорой; 3 – шарошка

Рисунок 1.1 – Трехшарошечное долото штыревого типа

Мощность на бурение породы шарошечным долотом:

$$N_m = N_0 F, \quad (1.1)$$

где N_0 – удельная мощность на бурение 1 см² забоя (для пород средней прочности $N_0 = 0,12...0,15$ кВт);

F – площадь забоя, см².

Машины ударно-поворотного бурения используют принцип разрушения скальной породы наложением на нее кратковременных ударных импульсов бурового инструмента с последующим его поворотом на некоторый угол и скалыванием породы на дне забоя. К этому классу буровых машин относятся ручные и колонковые перфораторы, самоходные буровые каретки со стреловыми манипуляторами, станки ударно-канатного бурения. В качестве бурового инструмента применяются долотчатые и крестовые коронки, желонки, забивные стаканы, грейферные ковши.

В станках ударно-вращательного и вращательно-ударного бурения разрушение породы в забое осуществляется долотом или коронкой при одновременном наложении на них вращательного движения и ударного воздействия от двух независимых механизмов – привода вращения и погружного или выносного пневмоударника.

Основные особенности буровых машин транспортного строительства следующие:

- автономность, мобильность и маневренность;
- ограничение по типу и мощности силовой установки, определяемой базой промышленного трактора;
- ограничение по массе навесного бурового оборудования и по массе машины в целом;
- очистка скважин преимущественно воздухом;
- удаленность объектов производства работ от ремонтной базы;
- тяжелые породные условия, характеризующиеся значительным процентом трещиноватых пород (от 30 до 70 %), а также необходимостью бурения мерзлых и

вечномерзлых грунтов с содержанием валунно-галечных и скальных включений до 70 %.

Буровые станки можно классифицировать по способу бурения на три типа.

Первый тип – станки СБР, которые бурят путем вращения резцового инструмента, установленного на шнековой штанге. Применяют при бурении пород крепостью до $f=6$ по шкале проф. М.М. Протодьяконова [76]. Номинальный диаметр буримых скважин – 125 и 160 мм.

Второй тип – станки СБШ, которые бурят путем вращения шарошечных долот. Номинальный диаметр скважин – от 160 до 400 мм. Применяются при бурении пород крепче $f \geq 6$.

Третий тип – станки СБУ, которые бурят ударно-вращательным способом погружными пневмоударниками. Применяются для бурения пород крепче $f \geq 6$ с диаметром скважин от 100 до 200 мм.

По типу привода вращения: механический привод, электрический привод (требует внешнего питания), гидравлический привод, дизель-электрический привод.

По типу конструкции: передвижные (на гусеничном и пневмоколесном ходу), стационарные (на салазках, опорах).

По направленности бурения: вертикального (наклонного бурения), горизонтального бурения (для бурения в шахтах).

По уровню автономности: автономные, неавтономные (требуют внешнего питания, внешней подачи сжатого воздуха).

Условное обозначение станка включает диаметр скважины в миллиметрах и глубину бурения в метрах, например, СБШ-250МНА-32: диаметр скважины 250 мм, глубина скважины до 32 м.

Классификация видов буровых работ в разных отраслях транспортного строительства, а также способов и средств их механизации приведена на рисунках 1.2 и 1.3.

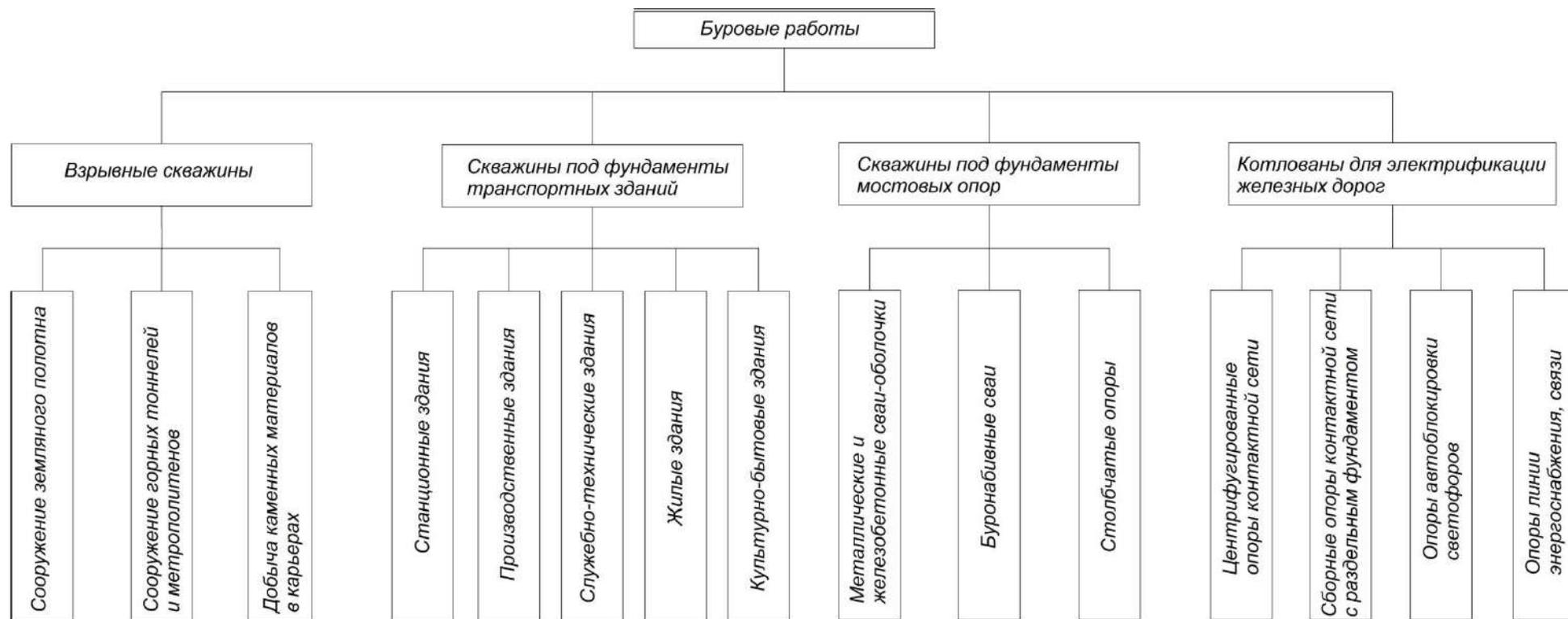


Рисунок 1.2 – Буровые работы в транспортном строительстве



Рисунок 1.3 – Способы и средства механизации бурения

Для бурения взрывных скважин и шпуров при сооружении земляного полотна, образовании скальных выемок, добыче щебня в притрассовых карьерах применяются самоходные бурильные машины [22, 77]. Широко используются буровые станки БТС-150, СБШ-160, а для бурения в стесненных условиях – бурильные машины БТС-75, а также буровые станки ударно-вращательного действия БМК-4М, СБМК-5, НКР-100М. Для бурения шпуров в мерзлых грунтах применяются бурильные машины БТС-60 и БТС-М с шнеково-резцовыми рабочими органами.

Самоходная бурильная машина БТС-150 предназначена для вращательного бурения взрывных скважин на открытых горных работах в строительстве, при добыче полезных ископаемых в карьерах и на других работах.

БТС-150 может бурить вертикальные и наклонные (до 30° к вертикали) скважины в крепких скальных грунтах V–VIII категорий. В качестве бурового инструмента используется шарошечное долото; очистка забоя от буровой мелочи и охлаждение инструмента осуществляются сжатым воздухом, подаваемым в забой через буровой став от придаваемой к бурильной машине компрессорной станции типа ПК-10. От устья скважины измельченная скальная порода транспортируется вентилятором по шлангу в пылеосадительную камеру.

Базой машины ранее служил гусеничный трактор Т-130, на который навешивается основная рама бурильной машины с тремя опорными гидродомкратами (двумя задними и одним передним). В настоящее время базой машины служит промышленный трактор Т-170 или ТМ10. На задней части этой рамы шарнирно закреплена буровая рама, по направляющим которой с помощью гидроцилиндра подачи перемещается вращатель, соединенный с буровой штангой. Вращение буровому ставу передается от вала отбора мощности базового трактора через коробку передач, карданный вал, ротор и вращатель. Нарращивание и разборка бурового става механизированы и осуществляются с помощью кассеты барабанного типа с набором запасных штанг, подводимой к буровому ставу гидроцилиндром. В рабочем положении машина должна быть установлена

горизонтально с помощью гидродомкратов [22].

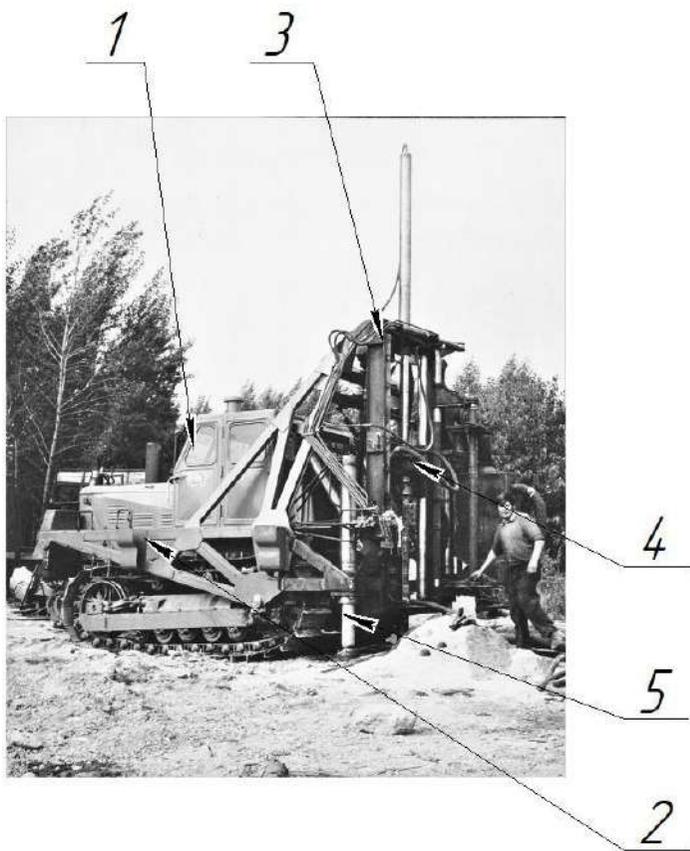
Характеристики буровых тракторных станков отечественного производства, применяемых в транспортном строительстве, представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Буровые тракторные станки

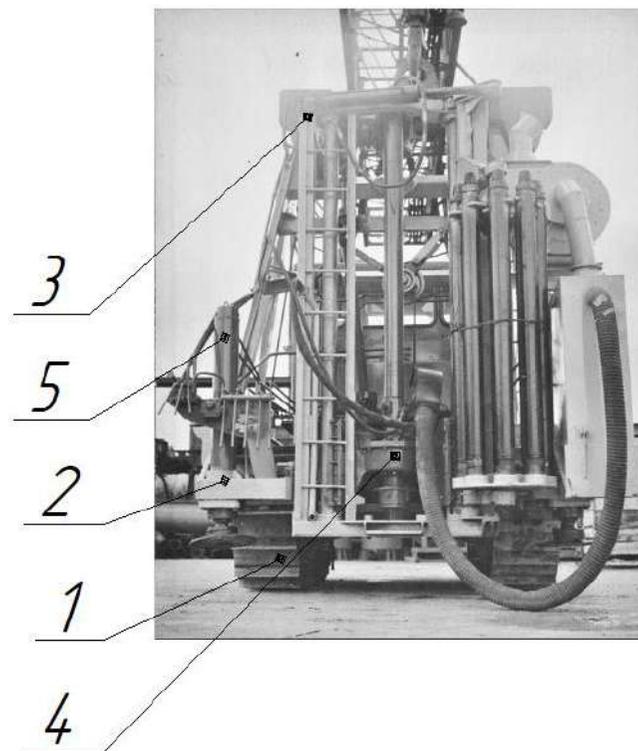
Основные характеристики буровых тракторных станков	Модель бурового тракторного станка				
	БТС-60	БТС-М	БТС-75	БТС-150	СБШ-160
Диаметр шнура или скважины, мм	60	60	60–125	150	160
Глубина бурения, м	до 2	до 6	до 10	до 23	до 32
Угол наклона скважины к вертикали, град	–	–	до 30	до 30	± 30
Количество рабочих органов	2	2	1	1	1
Усилие подачи, кН	–	–	до 70	до 113	до 150
Частота вращения рабочих органов, мин ⁻¹	250 и 500	70, 260 и 460	до 130	105 и 105	до 160
Производительность, м/смену	270	500	40–120	20–60	30–90
Масса, т	8,3	11	22	20	25
Обслуживающий персонал, чел.	2	1	1	2	1

Для машин транспортного строительства представлены следующие серийно выпускаемые отечественной промышленностью гусеничные трактора:

- Т-130 с двигателем Д-10 (БТС-150, СБШ-160, БТС-75) (рисунки 1.4-1.7);
- Т-170 с двигателем ЯМЗ 238ГМ (БТС-150Б, БТС-150БГ);
- ТМ 10 ГСТ с двигателем ЯМЗ 238Б (БТС-150Г).



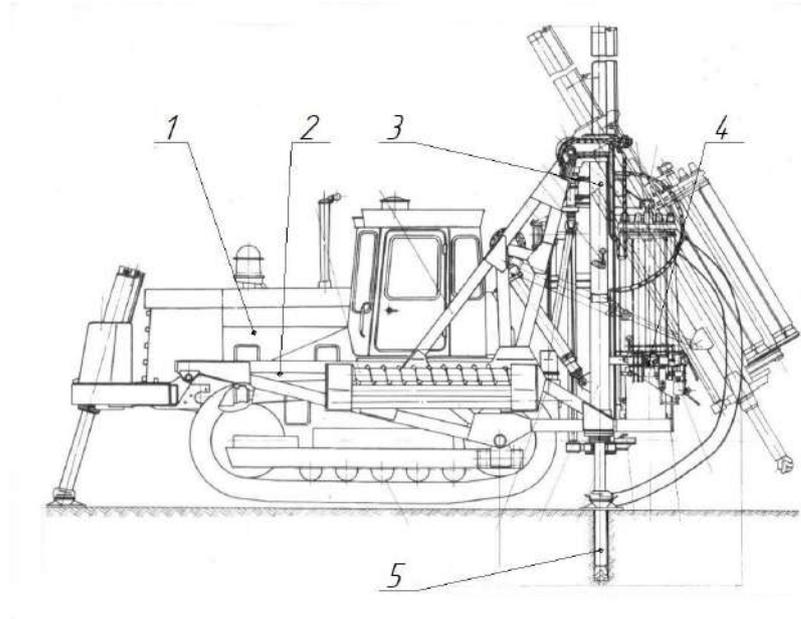
(a)



(б)

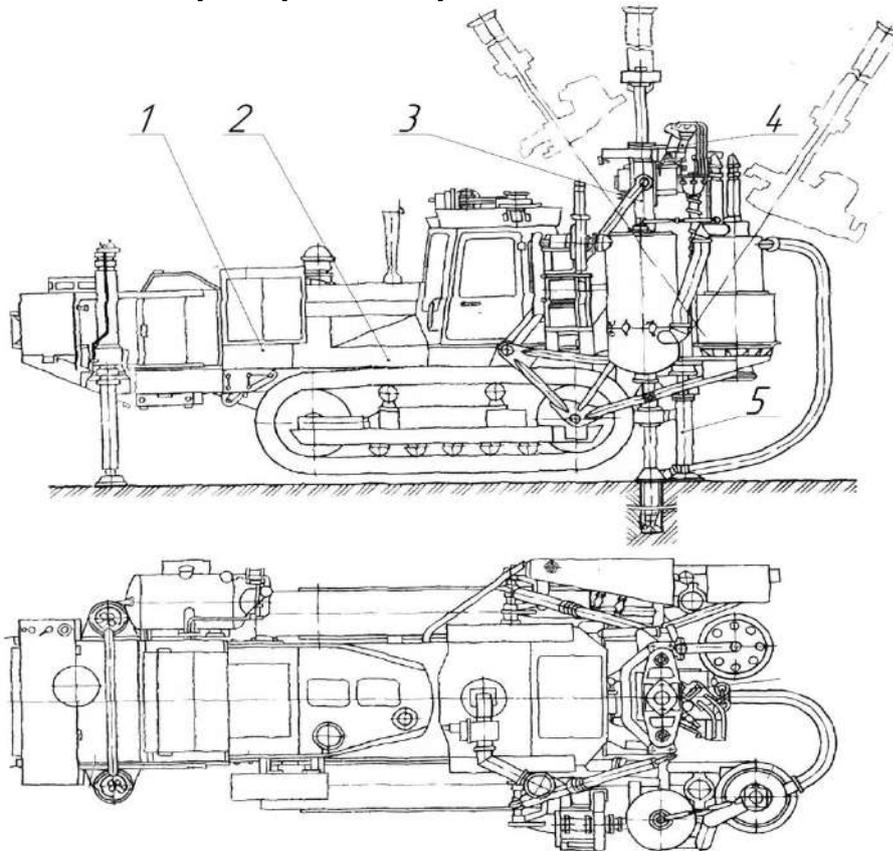
1 – базовый трактор Т-130, 2 – основная рама, 3 – буровая рама, 4 – привод вращения бурового става, 5 – гидродомкрат

Рисунок 1.4 – Мобильный буровой тракторный станок БТС-150



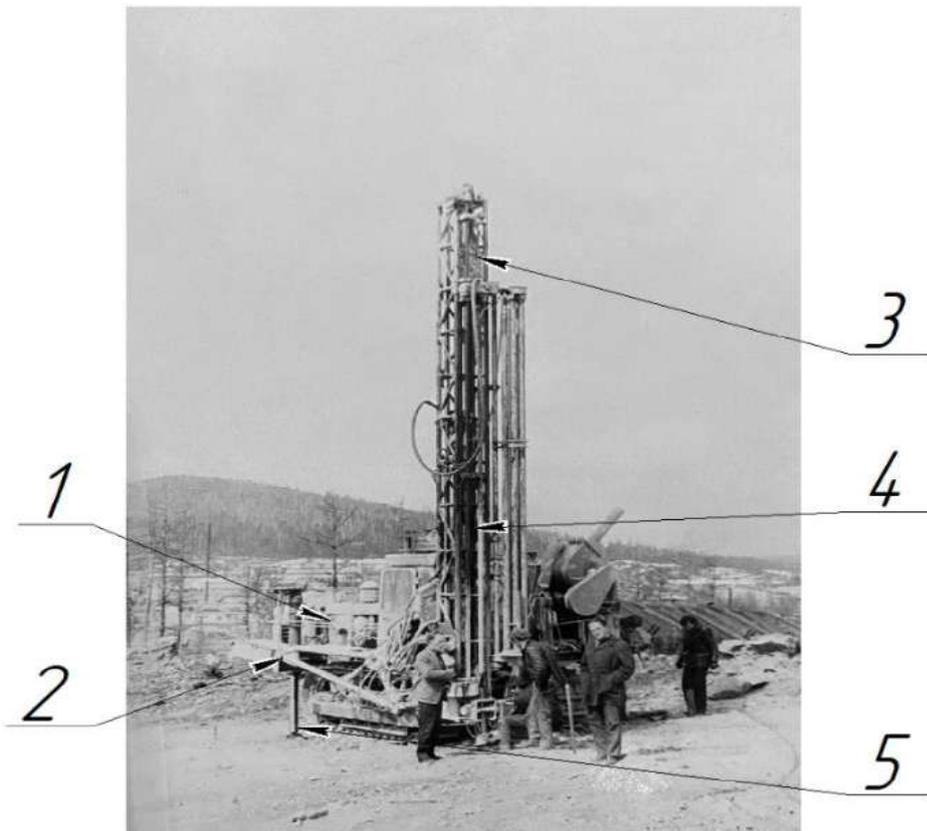
1 – базовый трактор Т-130, 2 – основная рама, 3 – буровая рама, 4 – привод вращения бурового става, 5 – гидродомкрат

Рисунок 1.5 – Мобильный буровой тракторный станок БТС-150 на базе трактора Т-130 в рабочем положении



1 – базовый трактор Т-130, 2 – основная рама, 3 – буровая рама, 4 – привод вращения бурового става, 5 – гидродомкрат

Рисунок 1.6 – Мобильный буровой тракторный станок СБШ-160 в рабочем положении



1 – базовый трактор Т-130, 2 – основная рама, 3 – буровая рама, 4 – привод вращения бурового става, 5 – гидродомкрат

Рисунок 1.7 – Мобильный буровой тракторный станок BTS-75

Бурильная машина BTS-60 представляет собой навесное оборудование, смонтированное на базовом гусеничном тракторе ДТ-75А и предназначенное для бурения шпуров в мерзлых грунтах методом вращательного бурения. В зависимости от глубины промерзания грунта машина может обеспечивать бурение сетки (1–2 м) с интервалом через 0,1 м.

Бурильная машина BTS-М смонтирована на тракторе Т-4А с двигателем мощностью 96 кВт. Буровое оборудование машины включает два шнековых рабочих органа, работающих независимо друг от друга.

Устойчивость машины во время бурения обеспечивается тремя гидродомкратами (двумя передними и одним задним).

Буровой станок СБШ-160 предназначен для бурения вертикальных и наклонных взрывных скважин в скальных грунтах V–IX категорий. Область применения машины – буровзрывные работы в строительстве, добыча каменных

материалов в карьерах открытым способом.

Навесное буровое оборудование машины смонтировано на гусеничном тракторе Т-130 2 с дизельным двигателем мощностью 118 кВт и включает в себя переднюю раму с опорными гидродомкратами 5, раздаточной коробкой, компрессорно-генераторной установкой 11, ресивером 6 и противовесом 1, заднюю раму, закрепляемую на тележках гусениц. Задняя рама с несущими подрамниками служит для размещения опорных гидродомкратов 5, буровой рамы 3 с элементами ее подвески, масляного бака 7, пылеподавляющей установки 10.

В качестве породоразрушающего инструмента используются трехшарошечные долота 4 диаметром 145–164 мм. Очистка скважин от разбуренного грунта осуществляется сжатым воздухом.

Бурильная машина СБШ-160 полностью автономна, привод всех ее силовых агрегатов осуществляется от двигателя базового трактора. Компрессорно-генераторная установка имеет механическую трансмиссию, а вращательно-подающий механизм 9 и вспомогательные механизмы – гидравлическую. Все операции по сборке и разборке бурового става механизированы и выполняются с помощью приводного кассетного устройства 8 и гидрозажима. Для защиты рабочей зоны от пыли на машине смонтирована установка сухого пылеподавления, состоящая из пылеприемника, отводного рукава, циклонного и рукавного фильтров, отсасывающего вентилятора. Для работы в районах с суровым климатом предусмотрен подогрев двигателя, компрессорного и гидравлического оборудования. Пульт управления размещен в закрытой кабине, оснащенной установками подогрева и вентиляции воздуха.

Буровой тракторный станок БТС-75 предназначен для бурения взрывных скважин в скальных, в том числе труднодробимых породах, при разработке и уширении выемок железных и автомобильных дорог, с применением контурного взрывания.

Буровое оборудование смонтировано на базовом гусеничном тракторе Т-130Г с дизельным двигателем мощностью 118 кВт. В задней части трактора

навешена основная рама оборудования, выполненная в виде пространственной ферменной конструкции, опирающейся на гусеничную тележку и задний мост трактора. К ней шарнирно прикреплена мачта с рабочим органом, включающим вращатель, выносной или погружной пневмоударник типа М-1900УК или МП-3, квадратного сечения буровую штангу с породоразрушающим инструментом и механизм ее подачи на забой. Наклон мачты в поперечной и продольной плоскостях осуществляется гидроцилиндрами.

Машина может бурить вертикальные и наклонные (в продольной и поперечной плоскостях) скважины в скальных породах V–IX категорий.

В качестве бурового инструмента применяются сменные шарошечные долота диаметром 76, 97 и 112 мм и коронки диаметром 60, 105 и 125 мм при ударно-вращательном бурении. Для выноса буровой мелочи из забоя используется сжатый воздух, получаемый от смонтированного в передней части трактора ротационного маслозаполненного компрессора типа ПР-10 производительностью 9,5 м³/мин. Система очистки включает в себя пылеприемник, гибкий шланг, воздухопровод, пылеосадительную камеру и вентилятор. Для устойчивости машины во время бурения служат два передних и один задний опорные гидродомкраты. Управление машиной производится из кабины машиниста и с дополнительного пульта, размещенного в зоне заднего домкрата. Главным параметром машины, определяющим такие основные параметры, как мощность привода, глубина бурения, величина наклона буровой рамы и целый ряд других, является диаметр скважины.

В настоящее время Можайским экспериментально-механическим предприятием (АО «МЭМП») выпускается буровой тракторный станок БТС-150Г (рисунок 1.8.) и его модернизированный вариант БТС-150Г изготовлен на базе трактора ТМ10 с гидростатической трансмиссией (рисунок 1.9).

Характеристики различных буровых машин, применяемых в транспортном строительстве, приведены в Приложении А.

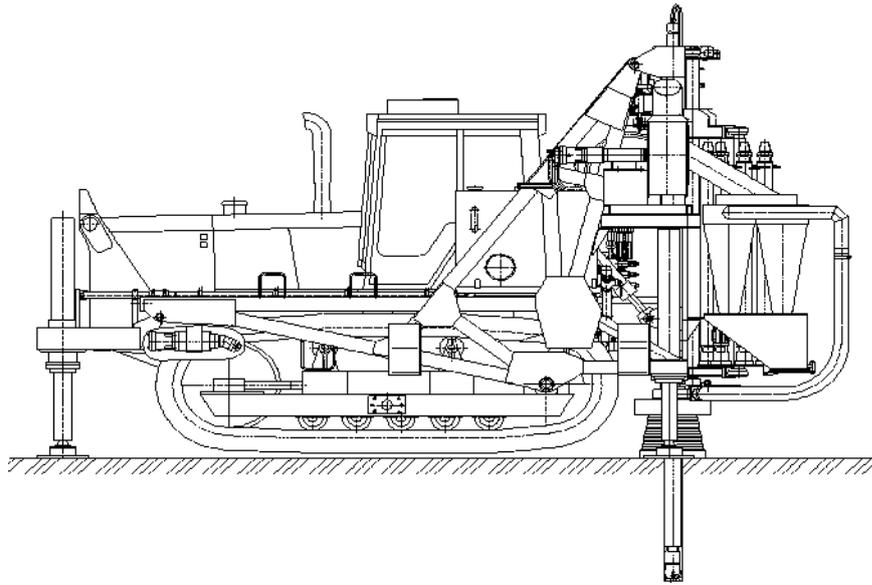


Рисунок 1.8. – БТС-150 БГ в рабочем положении (на базе трактора Т-170)



Рисунок 1.9 – БТС-150Г в транспортном положении (на базе трактора ТС10 ГСТ)

Завод-изготовитель рекомендует использовать буровой станок при обустройстве скважин для закладки взрывных шпуров диаметром до 150 мм на глубину до 32 метров. Характеристики БТС-150, согласно паспорту завода-производителя, приведены в таблице 1.2.

Все вышерассмотренные буровые машины имеют гидравлический привод рабочих органов в силу известных его преимуществ для машин такого типа [19, 20].

Таблица 1.2 Технические характеристики БТС-150

Технические характеристики	Значение
Глубина бурения, м, не более:	
при шарошечном бурении	32/36
при шнековом бурении	8/11
Условный диаметр скважины, мм, не более:	
при шарошечном бурении	160
при шнековом бурении	200
Группа бурильных пород по ЕН и Р	
шарошечное бурение	V – X
шнековое бурение	I – IV
Техническая производительность, м/ч	
при шарошечном бурении	11
при шнековом бурении	20
Верхний предел усилия подачи, кН	150
Частота вращения бурового става	240
Угол наклона бурового става к вертикали, °	0–30
Масса полностью заправленного станка, т	23,08
Габариты в рабочем положении, м	
длина	7,45
ширина	3,25
высота	5,84

Принципиальные гидравлические схемы буровых тракторных станков БТС-75, БТС-150, СБШ-160 представлены в Приложении Б. Гидросистемы имеют большое количество аппаратов, связанных между собой. Исходя из этого обстоятельства, их следует отнести к сложным техническим объектам, требующим повышенного внимания как при конструировании, так и при производстве, а также в сфере эксплуатации.

1.2 Рабочие процессы машин вращательного бурения шарошечными долотами

Разрушение породы при шарошечном бурении происходит в результате перекатывания зубьев шарошек по забою [50, 51].

Описание процесса перекатывания шарошки по породе является сложной задачей в силу неопределенности физических явлений, таких как упругие деформации породы и зубьев шарошки. Каждый зуб шарошки внедряется на глубину h (мм) под действием осевого усилия подачи P_{OC} (кН). Обычно долото имеет три шарошки - $Z_{ш}$, каждая из которых контактирует с забоем на длине L (мм). Таким образом, общая длина линий одновременного контакта зубьев долота с породой равна $L \cdot Z_{ш}$. Кроме того, в результате вторичного дробления уже отделенной от массива породы, общая линия контакта зубьев шарошки еще больше увеличивается. Приближенно можно считать, что она равна половине диаметра долота D (мм). Таким образом, общая линия контакта зубьев шарошки может быть принята равной $D/2$. Это описание дает нам представление о том, как происходит процесс перекатывания шарошки по породе и каким образом происходит разрушение породы. Однако стоит отметить, что точное математическое описание этого процесса весьма сложно из-за неопределенности физических явлений, которые влияют на него. [50, 51].

Необходимое осевое усилие P_{OC} (кН) подачи на долото с диаметром D для разрушения породы крепостью f можно определить по формуле [50, 51]:

$$P_{OC} = 10^{-2} \cdot K \cdot f \cdot D = 10^{-3} \cdot K \cdot \delta_{сж} \cdot D, \quad (1.2)$$

где K – (6–8), большие значения коэффициента для более крупных долот;

$\delta_{сж}$ – предел прочности породы при одноосном сжатии, МПа.

Усредненные значения ряда изготовителей трехшарошечных долот по максимальному значению подачи бурового става $P_{OC \max}$ и соответствующей частоте привода вращения n_{BP} , при которых обеспечивается заданный режим работы [50, 51], приведены в таблице 1.4.

Конкретные рекомендации по величинам $K_O = P_{OC}/D$ приводятся в каталогах долот. Верхний предел крепости горной породы, которую целесообразно бурить данным типом долота, можно ориентировочно определить из выражения [50, 51]:

$$f = 100P_{OC\max} (KD)^{-1}.$$

Глубина внедрения h зуба шарошки с углом заострения зуба α (градус) в породу крепостью f в результате нагружения долота с диаметром D осевым усилием P_O определяется по формуле [50, 51]:

$$h = 1,5 \cdot 10^2 \cdot P_{OC} / (D \cdot f \cdot (\operatorname{tg} \alpha/2 + \mu_1 \cdot K_3)) \quad , (1.3)$$

где μ_1 – коэффициент трения металла шарошки о породу (0,25–1);

K_3 – коэффициент затупления зуба (1–1,3 – большее значение для пород более высокой крепости и абразивности).

В таблице 1.3 приведены максимально допустимые усилия нагружения долота и соответствующие данному усилию предельные частоты вращения долота.

Таблица 1.3 – Соответствие параметров шарошечного долота и параметров бурения

Параметры бурения	Значения						
D , мм	151	169	200	250	269,9	311/312	350
P_{oc} , кН	100	135	200	260	325	400	455
K_o , кН/мм	0,66	0,8	1	1,12	1,2	1,286	1,3
f_{max}	9,0	11,4	14,28	16	17,25	18,4	18,56
$N_{вр}$, с ⁻¹	1,48	1,33	1,16	1	0,916	0,83	0,66

Максимальная глубина погружения зуба (штыря) шарошки в породу должна составлять 0,75–0,8 его высоты, равной 10–15 мм у штыревых и 15–25 мм у зубчатых долот [50, 51].

Момент вращения долота (Н·м) [50, 51]:

$$M_{KP} = 2,84 \cdot 10^{-3} \cdot k_1 D \cdot (0,22 P_{OC})^n, \quad (1.4)$$

где n – показатель, зависящий от качества очистки скважины (для очень хорошей 1,25; для удовлетворительной 1,5; для плохой 1,75);

k_I – коэффициент, учитывающий категорию разрабатываемой породы [33, 50, 51] (таблица 1.4).

Таблица 1.4 – Коэффициент крепости скальных пород (по М.М. Протодяконову)

Крепость породы f	6–8	8–10	10–12	12–14	14–16	16–18	18–20
k_I	12	11	10	9	8	6	4
Категория породы по Своду норм и правил (СНиП)	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI

Как правило, вращательно-подающий механизм современного бурового станка в состоянии обеспечить удельный момент M_{KP} до 40 Н·м на 1 кН осевого усилия P_{OC} . На практике соотношение M_{KP}/P_{OC} редко превышает значения 20...30 Н·м /кН [50, 51].

Для станка БТС-150, согласно паспорту, максимальный крутящий момент составляет 2200 Н·м. При этом осевое усилие составляет 110 кН (11 тс). Таким образом, для БТС-150 соотношение $M_{KP}/P_{OC} = 20$.

Мощность привода вращения (кВт) [50, 51]:

$$N_{BP} = 2 \cdot 10^{-3} M_{KP} n_{BP}/\eta_{BP} = 10^{-3} M_{KP} \omega_{BP}/\eta_{BP}, \quad (1.5)$$

где η_{BP} – КПД трансмиссии вращения (0,7...0,85);

ω_{BP} – угловая скорость, рад/с.

Мощность привода подачи (кВт):

$$N_{BP} = P_{OC} \cdot v_{под}/\eta_{под}, \quad (1.6)$$

где $v_{под}$ – скорость подачи бурового става, м/с;

$\eta_{под}$ – КПД механизма подачи (0,5...0,7).

Теоретическая скорость V (м/ч) шарошечного бурения определяется как

$$V = 10,8 K_{СК} \cdot h \cdot n_{BP}, \quad (1.7)$$

где $K_{СК}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение скорости бурения за счет неполного скола породы между зубьями (0,3...0,5) [50, 51].

В зависимости от угла наклона скважины будет изменяться осевое усилие. Оно определяется из условия устойчивости машины во время процесса бурения.

Обобщая, задние аутригеры (рисунки 1.8 и 1.9) не должны терять соприкосновения с опорной поверхностью.

При этом значение осевого усилия при наклонном бурении:

$$P_{ос}^n = P_{ос} \cdot \cos \beta, \quad (1.8)$$

где $P_{ос}$ – максимально допустимое осевое усилие на буровом ставе при вертикальном бурении;

β – угол наклона скважины.

Зависимость $P_{ос} = f(\beta)$ представлена на рисунке 1.10.

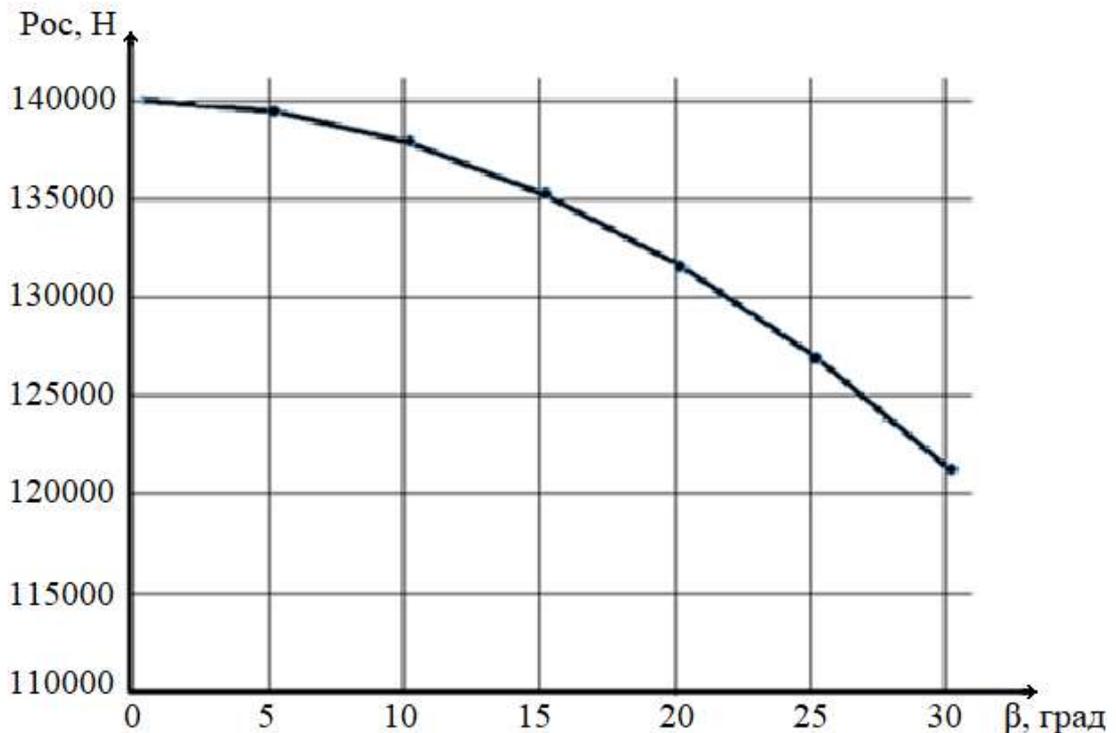


Рисунок 1.10 – Зависимость изменения допустимого осевого усилия на буровом ставе БТС-150 от угла наклона скважины

Зависимость имеет нелинейный характер, т. к. тригонометрическая функция косинуса нелинейна.

Когда штанга находится в процессе бурения, она подвергается различным силам, включая крутящий момент, продольное сжатие и центробежные силы, которые толкают ее к стенкам скважины. В результате этих сил штанга принимает форму спиральной пружины с переменным шагом. Самое большое усилие на штангу возникает при бурении направленных вниз скважин, учитывая вес штанг. Поскольку глубина скважин для взрывов в подземных условиях обычно не очень большая, можно считать величину шага h константой, вычисляя его минимальное значение для максимальной осевой нагрузки. Проекция винтовой спирали штанги на вертикальную плоскость выглядит как синусоида, а уравнение шага спирали в итоге имеет следующий вид [50]:

$$h^4 + Q \left(\frac{1}{n}\right)^2 \frac{g}{q} h^2 - EJ \left(\frac{2\pi}{n}\right)^2 \frac{g}{q} = 0, \quad (1.9)$$

где h – шаг спирали, м;

Q – усилие подачи, Н;

$Q = G_{\text{бг}} - P_n$, знак величины P_n учитывает направление буримых скважин;

n – частота вращения бурового става, об/с;

q – вес 1 м буровой штанги, Н/м;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

E – модуль упругости металла, Н/м²;

J – момент инерции буровой штанги, м⁴.

Тогда длину полуволны l ($l = 0,5h$) [50]:

$$l = 0,5 \sqrt{-\frac{Q}{2} \left(\frac{1}{n}\right)^2 \frac{g}{q} + \sqrt{\left[\frac{Q}{2} \left(\frac{1}{n}\right)^2 \frac{g}{q}\right]^2 + EJ \left(\frac{2\pi}{n}\right)^2 \frac{g}{q}}}. \quad (1.10)$$

Когда буровой став изгибается, каждая половина волны прижимается к стенке скважины, создавая дополнительное усилие Q_H . Величина этого дополнительного усилия может быть определена из условия, что сосредоточенная сила, действующая на середину балки, должна вызывать прогиб f_1 [50].

$$Q_H = \frac{48f_0}{l \left(\frac{\pi^2 l^2}{EI}\right)}. \quad (1.11)$$

Исходя из этого значение силы трения:

$$P_{TP} = \frac{48f_0\mu}{l\left(\frac{\pi^2}{Q} - \frac{l^2}{EJ}\right)}, \quad (1.12)$$

где μ – показатель трения;

при $f_0 = 0,5D$ и если в буровом стае имеется К полуволн, усилие, необходимое для преодоления трения при вращении става, равно $P_m = KP_{mp}$.

В опорах механизма крепления буровой головки на направляющих устройства подачи возникают силы трения, преодоление которых требует усилия:

$$P_{K1} = P_{K2} = \frac{2M_{KP}\mu_1}{\delta}, \quad (1.13)$$

где M_{KP} – наибольший вращающий момент от привода вращения буровому стау, Н·м [50];

δ – расстояние между направляющими, м.

Реактивная сила, возникающая от усилия подачи:

$$P_p' = P_{бз} - P_n - P_m - P_{K1} - P_{K2}. \quad (1.14)$$

Поскольку на предварительном этапе величина P_{K2} неизвестна, последующее вычисление, как правило, производится по увеличенному усилию P_p' без учета P_{K2} . [50, 90].

Величина N_{K2} рассчитывается с использованием уравнений равновесия в системе сил:

$$\sum M_1 = -N_2c + P_{бг}(b - a) + (P_p' + G_{бс}A_i + G_{бс}A_i)a = 0; \quad (1.15)$$

$$\sum M_1^1 = (G_{бс} + G_{пч})B_i a = 0; \quad (1.16)$$

$$N_{K2} = \frac{P(b-a) + (P_p' + G_{бс}A_i)a}{c} + \frac{(G_{бс} + G_{пч})B_i a}{\delta}, \quad (1.17)$$

где a, b, c – длина, ширина и высота машины, соответственно.

Осевые усилия, рассчитанные с помощью уравнения, позволяют определить максимальные параметры механизма подачи буровой установки и сравнить их с допустимыми нагрузками на буровое оборудование [50, 90].

1.3. Приводы основных органов буровых машин транспортного строительства

В современных буровых машинах транспортного строительства основным типом привода является объемный гидравлический привод. Он находит самое широкое применение в силу известных его преимуществ [10, 19, 20, 54].

Структурная схема основных приводов БТС-150БГ представлена на рисунке 1.11.

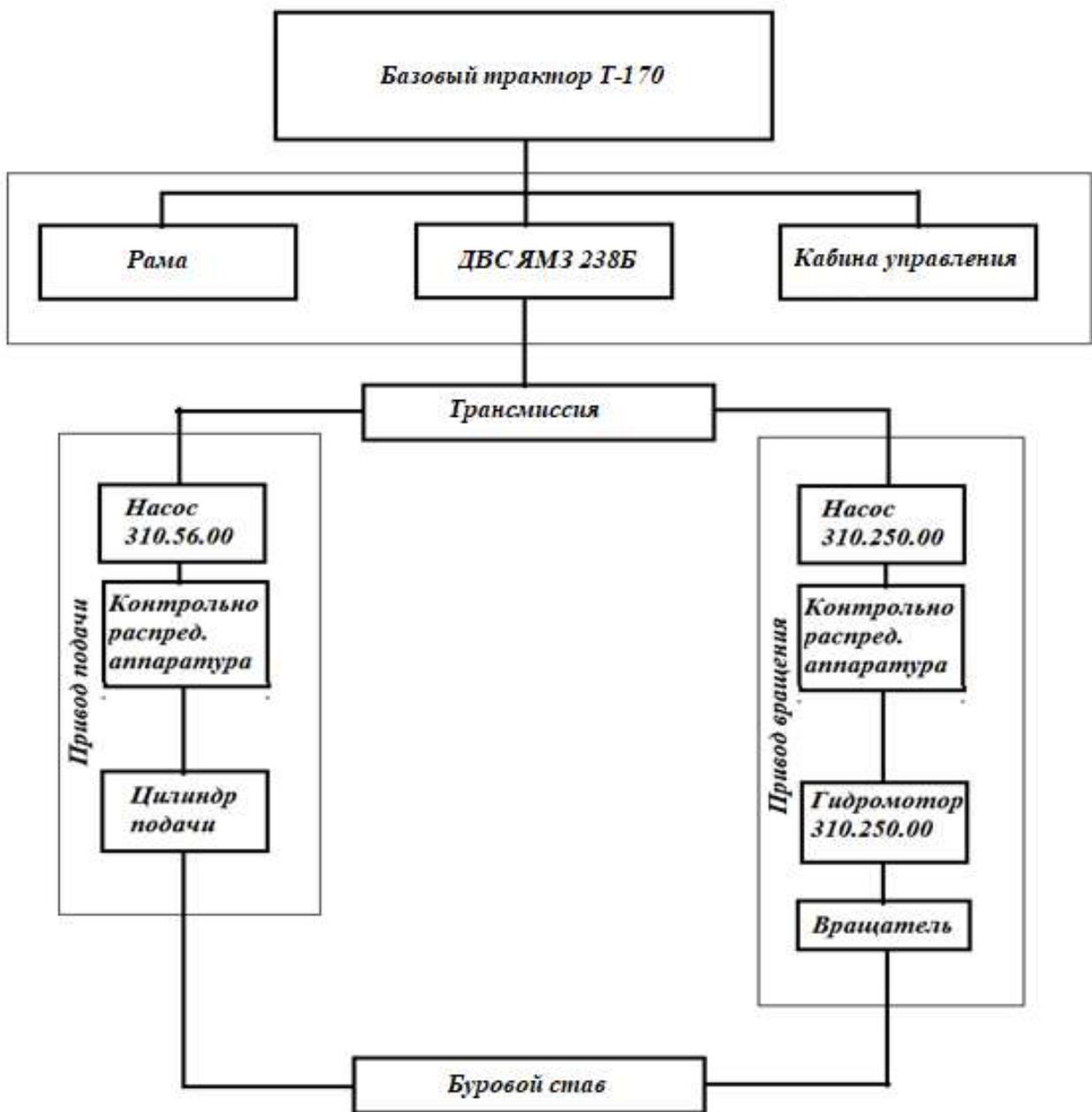


Рисунок 1.11 – Структурная схема приводов БТС-150

Гидропривод позволяет при небольших габаритах и массе легко реверсировать направление вращения, исключает необходимость применения конструктивно сложных передач, а также ввести автоматическое и полуавтоматическое управление, использование которого улучшает условия труда машиниста [21, 43].

Гидравлический привод вращения бурового става позволяет плавно регулировать скорость исполнительного органа, приспособляя его к условиям бурения [59]. При использовании трактора ТМ10 привод насоса осуществляется от дизельного агрегата ЯМЗ-238Б мощностью 220 кВт.

Гидропривод машины приводится в действие от трех насосов – двух шестеренных и одного аксиально-поршневого типа 310.3.250.00.60 (Екатеринбургский завод «Пневмостроймашина») (см. приложение В). Основной рабочий орган – буровой став – приводится в действие гидромотором аналогичного типа. Отметим, что привод вращения бурового става подвержен наибольшим нагрузкам нестационарного характера в процессе работы.

Гидравлическая схема серийно выпускаемой машины БТС-150 БГ представлена на рисунке 1.12.

Подача бурового става на забой осуществляется с помощью гидроцилиндра. Наклон буровой рамы производится гидроцилиндрами. Для предотвращения аварийного опускания гидродомкратов служат гидрозамки. Предохранительные клапана служат для разгрузки системы от избыточного давления и слива избыточного расхода жидкости. В гидросистеме предусмотрены два дополнительных нерегулируемых насоса, что по мере снижения объемного КПД гидропривода в процессе эксплуатации позволяет поддерживать необходимую для эффективного бурения частоту вращения бурового става.

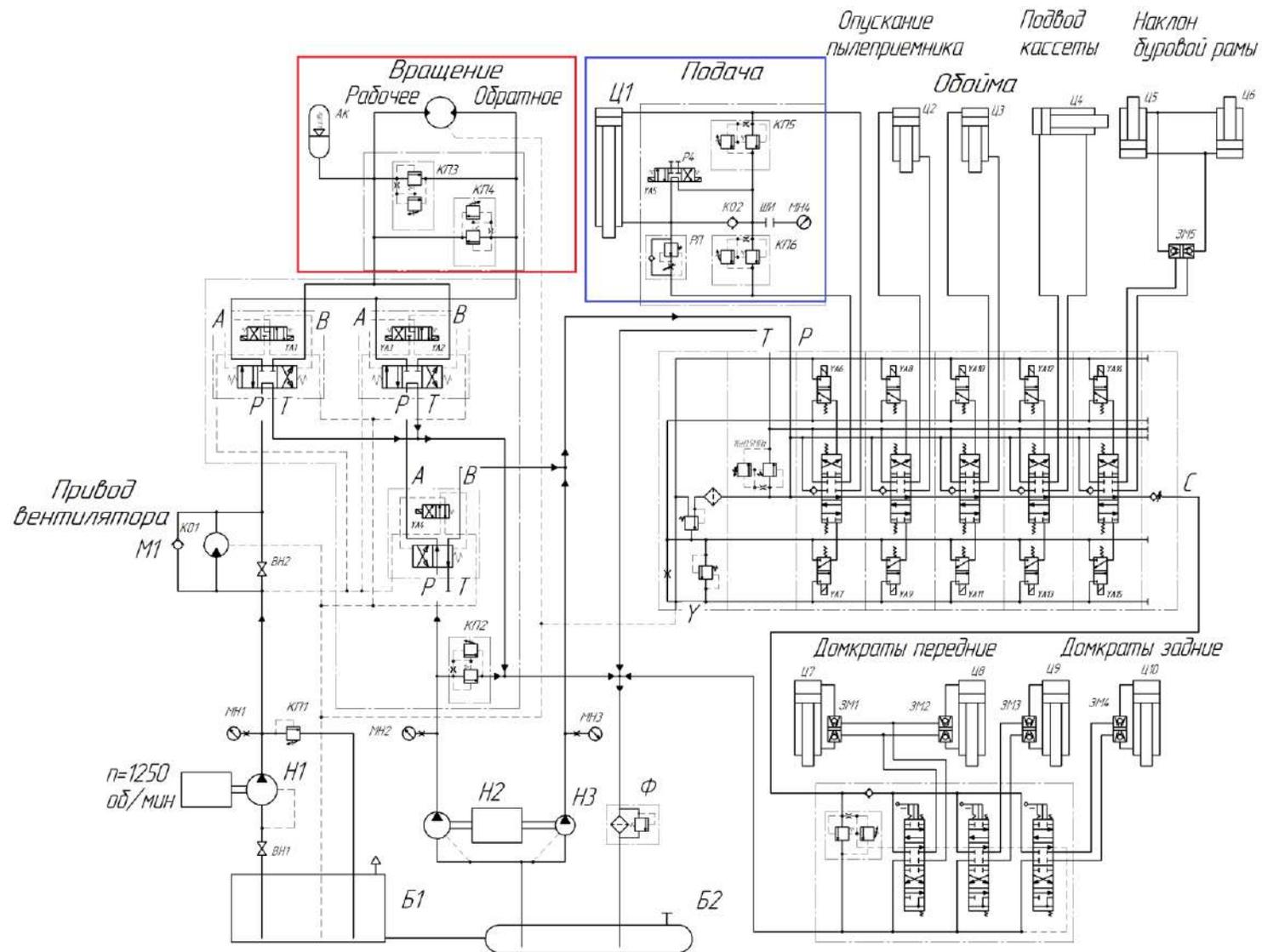


Рисунок 1.12 – Схема гидропривода бурового става

Работа привода вращения и подачи осуществляется в самом тесном взаимодействии, что обусловлено конструкцией машины и технологией процесса бурения (см. раздел 5). Поэтому следует ожидать, что при внесении изменений в конструкцию привода вращения будет необходимо также вносить изменения в конструкцию привода подачи.

К относительным недостаткам гидропривода следует отнести:

– необходимость строго соблюдать высокую чистоту рабочей жидкости, чего сложно достичь в полевых условиях с повышенной запыленностью окружающей среды абразивной пылью [23, 93, 94];

– снижение объемного КПД гидроаппаратов в особенности насосов и гидромоторов по мере наработки в следствие трения и износа в подвижных парах.

1.4 Требования, предъявляемые к вращательному механизму исполнительного органа строительных буровых машин

Основной задачей при создании вращательного механизма бурового става является согласование его характеристик с параметрами машины и режимом ее работы. Некоторые требования к приводу вращения продиктованы производственными условиями, режимом работы исполнительного органа и характером нагрузки. Другие требования обусловлены конструктивными особенностями машины и стремлением к максимальной производительности. Например, привод вращения бурового става, предназначенный для разрушения горных пород, должен обеспечивать подвод максимального количества энергии к буровому ставу в условиях переменного сопротивления разрабатываемой породы разрушению. Установлено, что из-за изменения нагрузок многие машинные агрегаты значительную часть времени работают не с максимальным КПД) То есть для преодоления переменной нагрузки (по величине и частоте) без значительного падения средней скорости рабочего органа применяются двигатели с большей мощностью по сравнению с той, которая потребовалась бы, если учитывать только

внешнюю нагрузку и заданное время ее выполнения, не принимая во внимание затраты энергии на переходные процессы в двигателе и восстановление кинетической энергии подвижных масс машинного агрегата, теряемой при падении скорости после преодоления каждого повторяющегося пика нагрузки. В буровой промышленности используются различные типы буровых установок, каждая из которых имеет свои особенности и предназначена для определенных условий бурения. В целом, вращательный механизм бурового става является ключевым компонентом буровой установки, обеспечивающим эффективное разрушение горных пород и проходку скважины. Его характеристики должны быть тщательно согласованы с параметрами буровой машины и режимом работы для достижения максимальной производительности и эффективности бурения [54, 55].

В работах [9, 54, 55] авторами отмечается, что при наличии периодически изменяющейся внешней нагрузки при постоянной средней ее величине ухудшаются эффективные и экономические показатели двигателей внутреннего сгорания.

Если режим работы привода буровой машины является установившимся с точки зрения движения исполнительного органа, то экономичность процесса можно оценить с помощью коэффициента [55]:

$$K = \int_0^\varphi M * d\varphi / \int_0^t N_d * dt = \frac{A}{A_d}, \quad (1.18)$$

где $M = M(\varphi)$ – приведенный момент сил от внешних сопротивлений, возникающих в течение некоторого промежутка времени t при повороте бурового става на некоторый угол φ ;

N_d – мощность двигателя, развиваемая им в течение этого же промежутка времени;

A – полезная работа (потребная на преодоление сил сопротивления);

A_d – полная работа двигателя.

Чем ближе коэффициент K к единице, тем полнее используется установленная мощность двигателя в машинном агрегате [55].

Ряд авторов [42, 54, 55, 60, 72] предлагают уменьшать влияние колебаний

внешней нагрузки на двигатель за счет кинетической энергии движущихся частей (маховиков) двигателя и привода в целом. Но при этом дизель будет работать в широком диапазоне, отступая от наивыгоднейшего режима, так как маховик не может непрерывно только отдавать энергию [25].

Особенность работы буровых тракторных станков заключается в том, что оператор лишен возможности заранее оценить нагрузку, которую предстоит преодолеть вращательному механизму, т. е. нагрузка механизма вращения является случайной величиной.

Таким образом, эффективность работы буровых тракторных станков зависит в основном от выбора режимных параметров и надежности работы их основных узлов.

Исследования режимных параметров бурения и надежности буровых станков транспортного строительства рассмотрены в работах Б.Н. Кутузова [61], Г.С. Загорского [42], И.А. Недорезова [69], В.Ф. Ковальского [54], Н.Г. Гринчара [17], И.Д. Шульпина [92] и др. Анализ исследований, проведенных в данных работах показывает, что, несмотря на разнообразие конечных выводов, полученных при исследованиях, большинство авторов отмечают общую тенденцию к увеличению скорости проходки буровых скважин при интенсификации режимных параметров бурения: увеличения осевого усилия T , скорости вращения долота n , эффективности очистки забоя скважины от продуктов разрушения и т. д.

Надежность работы основных узлов машины определяется тем, насколько расчетные нагрузки соответствуют действительным, возникающим при его работе и характеризующимся резкими квазислучайными изменениями.

Фактически, реальная машина имеет конечную жесткость трансмиссии и механической характеристики двигателя привода, что вызывает неравномерность движения элементов привода и появление динамических составляющих нагрузок, вследствие чего нагрузки в системе (в элементах привода) будут отличаться от нагрузок на исполнительном органе машины.

Для снижения динамических нагрузок в приводе за счет увеличения коэффициента диссипативных потерь в системе: исполнительный орган–трансмиссия–двигатель рекомендуется применять конструкции, включающие демпфирующие элементы, частично поглощающие высокочастотные колебания внешней нагрузки, однако их введение ведет к снижению КПД привода.

1.5 Выводы по разделу 1

1 На основании изучения опыта работы буровых тракторных станков установлено, что на эффективность их эксплуатации влияют в основном следующие факторы:

- конструктивные и технологические данные породоразрушающих инструментов (шарошечных долот);
- режимы бурения;
- конструктивные данные машины;
- прочность горной породы, разрабатываемой буровым тракторным станком, а также другие ее характеристики.

2 Анализ влияния гидравлических и кинематических параметров привода вращения бурового става во взаимодействии с внешними нагрузками показывает, что необходима эффективная защита с целью снижения возникающих динамических нагрузок, действующих на элементы гидросистем буровых машин, как условие обеспечения их надежности в сфере эксплуатации.

3 На основании экспериментальных исследований установлено, что для поддержания стабильного давления в гидроприводе буровых тракторных станков типа БТС-150 при стабилизированном режиме работы дизельного двигателя трактора следует учитывать такое качество привода, как малая чувствительность к колебаниям нагрузки на входе, при условии, что частота этих колебаний существенно выше собственной частоты системы.

4 Известно, что в теоретических исследованиях гидравлических приводов

машин эффективен подход, основанный на разработке математических и иных моделей, что дает возможность:

- рассмотреть внутренние связи между отдельными элементами и узлами гидропривода, оценить их влияние на структуру и эксплуатационные параметры, установить иерархию влияния на значимые факторы, характеризующие работу системы;

- рассчитать на этапе проектирования рациональные параметры и характеристики отдельных гидроаппаратов, с учетом эксплуатационных требований и внешних факторов, воздействующих на гидропривод.

Процесс создания адекватной модели исследуемого объекта проходит несколько этапов:

- оценка исходных физико-механических характеристик объекта;
- экспериментальные исследования и наблюдения для получения параметров, характеризующих исследуемый объект;
- анализ результатов исследования параметров объекта путем моделирования и коррекция модели в соответствии с результатами.

Таким образом, необходимо провести аналитическое исследование модели функционирования привода вращения бурового става буровых тракторных станков типа БТС-150, имеющих полностью гидрофицированный привод основных рабочих органов. Наиболее эффективным методом такого анализа является компьютерное моделирование. Это позволяет дать предварительную оценку динамики работы привода, с одной стороны, а также подобрать рациональные конструктивные параметры агрегатов привода, как механических, так и гидравлических.

5 В качестве итога теоретических и экспериментальных исследований необходимо разработать методику расчета и выбора рациональных конструктивных параметров гидросистемы привода вращения бурового става строительных буровых машин.

6 Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие

задачи:

- проанализировать динамические нагрузки, действующие на привод вращения бурового става;
- исследовать влияние конструктивных параметров отдельных агрегатов, составляющих привод вращения бурового става (как основной привод) на динамические нагрузки, и их характер;
- разработать возможные конструктивные изменения в приводе, которые позволили бы снизить динамические нагрузки, с одной стороны и повысить надежность, с другой стороны, избегая при этом, по возможности, существенных изменений в конструкции машины;
- исследовать влияние конструктивных изменений на условия работы привода вращения бурового става;
- оценить показатели надежности привода вращения бурового става до и после внесения изменений в конструкцию.

2 АНАЛИЗ РАБОТЫ ПРИВОДА ВРАЩЕНИЯ БУРОВОГО СТАВА

2.1 Динамические процессы в гидросистеме привода вращения бурового става

Анализ работы привода вращения бурового става необходим для разработки конструктивных и технологических изменений с целью обеспечения стабилизации режима работы гидросистемы по давлению при переменной нагрузке. Это обстоятельство определяется тем, что физико-механические свойства разрабатываемых скальных грунтов (VI–XI категории СНиП IV-2-82) [76] могут существенно отличаться даже в пределах работы на одном участке карьера (например, для добычи щебня). Кроме того, на колебания давления в гидроприводе влияют также кинематические параметры исполнительного органа, буровой став (масса и геометрические параметры буровых штанг), тип шарошечного долота [54]. Неоднородность свойств породы приводит к тому, что в гидросистеме возникают устойчивые колебания давления, которые следует, очевидно, считать вынужденными.

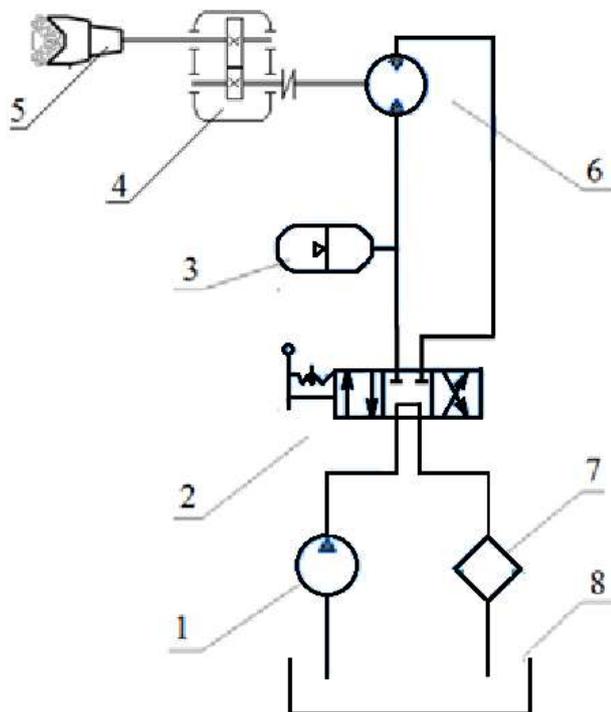
Вследствие этого расчет параметров гидропривода (насос-мотор) привода вращения бурового става, исходя из средних значений нагрузки, следует считать не более чем предварительной оценкой.

С другой стороны, расчет по пиковым значениям приведет к тому, что мощность привода, определенная таким образом, окажется несколько завышенной.

Исследованиями ряда авторов, проводившимися на кафедре «Наземные транспортно-технологические средства» Российского университета транспорта (МИИТ) было установлено, что для придания процессу бурения устойчивого характера необходимо использовать гидропневмоаккумулятор [19, 42, 54, 91].

Конструктивно привод вращения серийно выпускаемых машин состоит из гидромотора, приводимого в действие насосом, и одноступенчатого редуктора с передаточным отношением $i = 3,76$.

Гидрокинематическая схема привода вращения бурового става серийно выпускаемых станков БТС-150БГ представлена на рисунке 2.1.



1 – гидронасос, 2 – распределитель, 3 – гидропневмоаккумулятор, 4 – вращатель, 5 – трехшарошечное долото, 6 – гидромотор, 7 – фильтр, 8 – бак

Рисунок 2.1 – Гидрокинематическая схема привода вращения бурового става

Анализ работы гидропривода вращения става при бурении может быть осуществлен на основе расчетной модели, учитывающей динамический характер процессов, в нем протекающих. Также необходимо учитывать, что энергетической установкой трактора ТМ10 (базовая машина) является дизель ЯМЗ-238Б (220 кВт, 1200 Н·м). Данная модель учитывает не только особенности гидравлической передачи, но и физико-механические свойства дизеля, а также свойства породы. Модель позволяет исследовать параметры гидросистемы с точки зрения выявления возможных методов и способов стабилизации давления и, соответственно, определения рациональных параметров привода.

При составлении модели гидропривода были сделаны некоторые допущения:

– волновые процессы в трубопроводах высокого и низкого давления, а также

гидропневмоаккумуляторов не учитываются;

– предохранительно-переливные клапаны могут быть представлены как безынерционные звенья;

– модуль упругости жестких трубопроводов и гибких рукавов высоких давлений не зависит от величины собственно давления в системе и принимается постоянным;

– процессы в гидропневмоаккумуляторах считаются изотермическими;

– потери давления в системе по длине трубопровода учитываются как следствие вязкого трения при ламинарном течении жидкости;

– объемные потери в насосе и гидромоторе (аксиально-поршневые гидромашины) прямо пропорциональны давлению в напорной линии;

– механические характеристики дизеля приняты как типовые.

Как было показано в работах ряда исследователей [19, 24, 54, 74], посвященных изучению объемного гидропривода машин, такие допущения приемлемы и не приводят к сколько-нибудь заметному искажению результатов при оценке параметров режима работы гидропривода.

Как известно, характер течения жидкости в трубопроводе определяется по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (2.1)$$

где V – скорость течения жидкости в трубопроводе, м/с;

d – диаметр трубопровода, для привода вращения БТС-150 $d = 25$ мм;

ν – кинематическая вязкость, м²/с. Для масел типа И-20 $\nu = 30 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Для привода вращения бурового става БТС-150: скорость потока

$$V = 4Q_H / \pi d^2, \quad (2.2)$$

при частоте вращения привода вала насоса $n = 1200$ об/мин,

$V = 4,57$ м/с,

где Q_H – полезный расход насоса, м³/с; для насоса типа 310.112 $Re = 3808$.

Это значение соответствует переходному режиму.

Система уравнений, описывающая гидропривод вращения бурового става,

может быть представлена следующим образом:

– податливость линии высокого давления:

$$P_H \geq P_{сза}, \text{ то } E_1 = \frac{P_{нза}V_{на}}{P_H^2} + e_n, \text{ иначе } E_1 = E_H, \quad (2.3)$$

где P_H – давление в напорной линии;

$P_{сза}$ – давление зарядки газом гидропневмоаккумулятора в сливной линии;

E_1 – приведенная гидравлическая податливость напорной линии;

$P_{нза}$ – давление зарядки газом гидропневмоаккумулятора в напорной линии;

$V_{на}$ – объем гидропневмоаккумулятора в напорной линии;

e_n – гидравлическая податливость напорной магистрали;

E_1 – приведенная гидравлическая податливость напорной линии;

E_H – гидравлическая податливость напорной магистрали;

– податливость линии низкого давления:

$$P_C \geq P_{сза}, \text{ то } E_2 = \frac{P_{сза}V_{са}}{P_C^2} + E_C, \text{ иначе } E_2 = E_C, \quad (2.4)$$

где P_C – давление в сливной линии;

E_2 – приведенная гидравлическая податливость сливной линии;

$V_{са}$ – объем гидропневмоаккумулятора в сливной линии;

E_C – гидравлическая податливость сливной линии;

– расход через основной предохранительно-переливной клапан:

$$P_H \geq P_{кн}, \text{ то } Q_{кн} = (P_H - P_{кн})K_{P_H}, \text{ иначе } Q_{кн} = 0, \quad (2.5)$$

где $P_{кн}$ – давление настройки предохранительного клапана в напорной линии;

– основное уравнение расхода в линии высокого давления:

$$E_1 \frac{dP_H}{dt} = \frac{V_0^H \omega_H}{2\pi} - Q_{кн} - (r_y^H + r_y^M)P_H - \frac{V_0^M \omega_M}{2\pi}, \quad (2.6)$$

где V_0^H – рабочий объем гидронасоса;

V_0^M – рабочий объем гидромотора;

ω_H – скорость вращения гидронасоса;

ω_M – скорость вращения гидромотора;

$Q_{кн}$ – расход предохранительного клапана в напорной линии;

r_y^H – коэффициент объемных утечек гидронасоса;

r_y^M – коэффициент объемных утечек гидромотора;

– момент, потребный для привода насоса:

$$M_H = \frac{V_0^H X (P_H - P_C)}{2\pi} + f_H \omega_H, \quad (2.7)$$

где M_H – момент на валу гидронасоса;

X – параметры регулирования насоса, $0 \leq X \leq 1$;

f_H – коэффициент вязкого трения гидронасоса;

– частота вращения вала дизеля (регуляторная ветвь типовой характеристики) [2]:

$$\omega_H \geq \omega_{днм}, \text{ то } (I_H - \lambda_p) \frac{d\omega_H}{dt} = A_p - B_p \omega_H - M_H, \quad (2.8)$$

где $\omega_{днм}$ – скорость вращения вала двигателя в номинальном режиме;

A_p , B_p – параметры двигателя на регуляторном участке статической характеристики;

λ_p – динамический коэффициент двигателя для регуляторного участка характеристики;

– частота вращения вала двигателя (корректорная ветвь типовой характеристики) [2]:

$$\omega_H < \omega_{дмн} \text{ и } \omega_H \geq \omega_{дмм}, \text{ то } (I_H - \lambda_k) \frac{d\omega_H}{dt} = A_k - B_k \omega_H - M_H, \quad (2.9)$$

где $\omega_{дмм}$ – скорость вращения вала двигателя режиме максимального момента;

I_H – приведенный к валу гидронасоса момент инерции привода;

λ_k – динамический коэффициент двигателя для корректорного участка характеристики;

A_k , B_k – параметры двигателя на корректорном участке статической характеристики;

– частота вращения вала дизеля при перегрузке:

$$\omega_H < \omega_{дмм}, \text{ то } I_H \frac{d\omega_H}{dt} = B_{II} \omega_H - M_H, \quad (2.10)$$

где B_{II} – параметр двигателя на перегрузочном участке статической характеристики;

– уравнение, характеризующее вращение вала гидромотора:

$$I_M \frac{d\omega_M}{dt} = \frac{V_0^M(P_H - P_C)}{2\pi} - f_M \omega_M - \frac{M}{i_p}, \quad (2.11)$$

где I_M – приведенный к валу гидромотора момент инерции привода;

f_M – коэффициент вязкого трения гидромотора;

i_p – передаточное отношение редуктора;

– уравнение, характеризующее вращение внешней полумуфты:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\omega_M}{i_p}. \quad (2.12)$$

Уравнения анализировались с помощью методов численного интегрирования. Основным изменяемым параметром был принят момент сопротивления.

Как было показано в работах [42, 54] нагрузка, приходящаяся на вал гидромотора:

$$M = A + B \sin(\omega t), \quad (2.13)$$

где A, B – среднее значение и амплитуда момента, соответственно, сопротивления движению в Н·м;

t – время, с.

За верхний уровень диапазона частот была принята частота, определяемая взаимодействием шарошек долота с породой, за нижний уровень – выход в дорезонансный режим с коэффициентом усиления, близким к единице [54].

При некоторых режимах работы в реальных эксплуатационных условиях может происходить резкое возрастание давления в гидроприводе [3, 17, 24, 33, 42, 54, 56, 57, 63, 64]. Это в свою очередь может привести к колебанию скорости вращения вала гидромотора при одновременном снижении как общего, так и объемного КПД привода [45]. Кроме того, такие колебания давления крайне отрицательно сказываются на таких параметрах, как надежность и долговечность гидроагрегатов и в частности рукавов высокого давления (см. раздел 3).

Для снижения амплитуды колебаний рекомендуется установка гидропневмоаккумулятора [54].

В общем случае, механизм вращения бурового става можно представить как

многокомпонентную систему, включающую элементы с упругими, инерционными и демпфирующими свойствами [37, 55].

Этой системе соответствует весьма сложная эквивалентная схема, исследование уравнений движения которой связано со значительными трудностями [24].

Так как податливость гидрообъемной трансмиссии не менее чем на порядок выше податливости механической трансмиссии (например, для БТС-150 $C_2 = 52$ МПа и $C_m = 2900$ МПа) [54, 55], то в рамках анализа низкочастотных колебаний, с достаточной для прикладных задач степенью точности, можно использовать динамическую модель привода вращения, состоящую из двух масс [24, 55].

В работах В.Ф. Ковальского [54, 55, 56, 57] предлагается силы сопротивления на исполнительном органе буровых машин режущего типа рассматривать как некоторую случайную функцию времени. В этом случае нагрузка в элементах привода находится как реакция системы «упругий момент $M_{упр}(t)$ в элементах привода» на возмущающее воздействие сил сопротивления на входе « $M_c(t)$ на исполнительном органе», приводящаяся к преобразованию $M_c(t)$ в функцию $M_{упр}(t)$, т. е.:

$$M_{упр}(t) = A_t[M_c(t)], \quad (2.14)$$

где A_t – передаточная функция системы;

M_c – момент сопротивления вращению бурового става, приведенный к валу гидронасоса.

Анализ нагрузок на гидропривод вращения бурового става, возникающих при бурении, показывает, что их действие на исполнительный орган, не является явной функцией времени, а зависит от угла поворота шарошечного долота $M_c = f(\varphi_2)$ [54, 55]. Зависимость момента сопротивления движению рабочего органа от его перемещения приводит к необходимости рассматривать забой как элемент упругой системы, а всю систему как автономную. Наблюдаемые в системах такого типа колебания могут быть классифицированы как автоколебания, поскольку они

обладают следующими характеристиками: они возникают в системе без внешних воздействий, их природа определяется структурой системы, и источник энергии, который компенсирует потери, является неотъемлемым компонентом системы [25, 26, 55]. Все автоколебательные системы принципиально нелинейны.

Как известно, жесткость и коэффициент диссипативных потерь гидросистемы не являются величинами постоянными, а изменяются в зависимости от амплитуды давления гидропривода [3, 74, 75].

Анализ нелинейной системы известными методами носит частный характер, поэтому ее целесообразно линеаризовать. Хотя автоколебания в своей физической сущности и характере действующих сил значительно отличаются от колебаний системы, подверженной воздействию вынуждающих сил, формы их стационарных колебаний могут отличаться сколь угодно мало. Как показывает анализ исследований объемного гидропривода, с целью упрощения динамических исследований в уравнениях допустимо использовать средние значения жесткости и коэффициента демпфирования гидросистемы [3, 24, 42, 55, 75].

Это позволяет, в первом приближении, рассмотреть вынужденные колебания линейной двухмассовой модели привода вращения и ориентировочно оценить влияние его параметров на режим нагружения гидросистемы.

Анализ режимов нагружения вращательного механизма исполнительного органа строительных буровых машин показал, что в установившемся режиме бурения уравнение реакции забоя на движение шарошечного долота можно представить рядом Фурье вида:

$$M_c = \bar{M} + M_A \left(\sin \frac{K \cdot \omega}{i} \cdot t + \frac{1}{3} \sin \frac{3 \cdot K \cdot \omega}{i} \cdot t + \frac{1}{5} \right), \quad (2.16)$$

где M_c – сопротивление вращению бурового става, приведенное к насосной установке;

\bar{M} – значение математического ожидания момента сопротивления вращению бурового става;

M_A – значение математического ожидания размаха колебаний относительно величины крутящего момента M ;

ω – частота вращения вала гидронасоса;

i – передаточное отношение привода;

K – число колебаний нагрузки за один оборот бурового става.

Мощность приводного двигателя частично расходуется на преодоление сопротивления забоя и на потери, определяемые рассеиванием энергии при колебаниях.

Следует ожидать, что снижение амплитуды колебаний давления в приводе вращения бурового става будет возможно за счет увеличения демпфирования [54]. Колебания давления в гидросистеме могут быть описаны следующим образом:

$$\bar{P} = \frac{\bar{M} \cdot \mu_1}{q_M}, \quad (2.17)$$

где q_M – объемная постоянная гидромотора, сглаживаются по сравнению с изменениями возмущающей нагрузки.

μ_1 – динамический коэффициент, характеризующий колебания давления в гидросистеме.

Амплитуда возможного повышения давления в момент разгона бурового става может быть найдена из условия динамического равновесия выходного вала гидродвигателя [25, 26]:

$$P = P_0 + \frac{J_2}{0.00159 \cdot q_M \cdot \eta_M} \cdot \frac{d \cdot \omega_M}{dt}, \quad (2.18)$$

где P_0 – начальное давление в момент пуска, бар (кгс/см²);

q_M – рабочий объем гидромотора гидромотора, см³;

η_M – механический КПД привода;

ω_M – частота вращения вала гидромотора;

J_2 – момент инерции привода вращения бурового става.

В работах [39, 50, 51, 52, 53, 54, 73] показано, что с ростом параметра J_2 усложняется защита привода вращения вследствие повышения нагрузок при резком стопорении. При этом также возрастают пиковые значения колебаний давления при пуске. Таким образом, по мнению ряда авторов [39, 50, 51, 52, 53, 54, 73] желательно снижать жесткость гидравлической трансмиссии. В работе [39, 92]

было показано, что при наличии привода с большой податливостью обеспечивается надежная работа предохранительно-переливных клапанов с точки зрения своевременного срабатывания при превышении нагрузки [39, 54, 55].

Наиболее распространенным способом повышения податливости гидросистемы является установка гидроаккумулятора того или иного типа с рационально подобранными конструктивными параметрами.

2.2 Методика расчета параметров гидропневмоаккумулятора гидросистемы вращения бурового става строительных буровых машин

Режим нагружения как гидропривода в целом, так и отдельных агрегатов, в том числе привода вращения, во многом определяется амплитудой колебаний давления относительно среднего уровня (см. ниже, раздел 3).

Взаимосвязь между давлением и скоростью движения жидкости описывается уравнениями Л. Эйлера [3, 39, 47, 75]. Из этих уравнений следует, что резкие изменения скорости потока будут вызывать значительные колебания давления.

Уравнения, характеризующие поток идеальной капельной жидкости с учетом ее сжимаемости и возможной деформации трубопроводов (следует учитывать при использовании в гидроприводе рукавов высокого давления) были составлены изначально для оценки процессов в случае резкого перекрытия сечения потока. Тогда процесс распространения ударной волны может быть описан следующим образом:

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial x} = \rho_0 \left(\frac{\partial v}{\partial t} - v \frac{\partial v}{\partial x} \right); \\ \lambda^2 = \rho_0 \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial P}{\partial t} - v \frac{\partial P}{\partial x} \end{cases} \quad (2.19)$$

$$\lambda^2 = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho_0}{K} + \frac{D\rho_0}{\delta E}}}, \quad (2.20)$$

где P – давление в гидросистеме;

v – скорость потока рабочей жидкости в трубопроводе;

t – текущая координата времени;

x – линейная координата вдоль по оси потока;

ρ_0 – плотность рабочей жидкости при атмосферном давлении;

D – диаметр трубопровода;

δ – толщина стенок трубопровода;

K – модуль упругости жидкости;

E – модуль упругости материала трубопровода.

Для описания неустановившегося движения реальной жидкости в трубопроводе с учетом ее вязкости и сжимаемости используются интегрированные уравнения [39]:

$$\begin{cases} -\frac{\partial P}{\partial x} = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + 2av \right) \\ \frac{\partial P}{\partial t} = -\rho c^2 \frac{\partial v}{\partial x} = K \frac{\partial v}{\partial x} \end{cases}, \quad (2.21)$$

где c – скорость звука в жидкости, находящейся в трубопроводе;

a – коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода.

На основании упрощенных волновых уравнений, полученных в результате применения метода контурного интегрирования [39, 54, 55] и представленных в виде:

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial x} = -\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} \\ E \frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial t} \end{cases},$$

с применением методов решения задач в математической физике, волновой процесс в трубопроводе можно представить следующим образом [25, 39, 55]:

$$\begin{aligned} P - P_0 &= \omega [\varphi(x - ct) + \psi(x + ct)] \\ v - v_0 &= \varphi(x - ct) - \psi(x + ct) \end{aligned}, \quad (2.22)$$

где $c = \sqrt{\frac{E}{\rho_0}}$;

E – приведенный модуль упругости трубопровода;

$\omega = \sqrt{\rho_0 E}$ – волновое сопротивление трубопровода;

ρ_0, v_0 – нормальные значения P и V .

Опыт проектирования и эксплуатации буровых машин с полностью

гидрофицированными основными приводами рабочих органов показывает, что качественный расчет гидросистемы невозможен без учета характера нагрузок, кинематики и динамики механизмов, в частности, при проектировании гидросистем привода вращения буровых машин. Так, нагрузки на буровом ставе, вызванные взаимодействием шарошечного долота с забоем, неоднородностью разрушаемой породы, наличием твердых включений и трещин, приводят к значительным колебаниям текущих значений давления и расхода рабочей жидкости в гидроприводе. При некоторых неблагоприятных сочетаниях нагрузок на буровом ставе и параметров гидропривода пиковые значения амплитуды колебаний давления могут достигать критических значений.

Согласно мнению ряда авторов, изложенному в работах [17, 39, 40, 54, 55, 63] основное внимание должно быть уделено режиму нагружения, т. к. он является основным фактором, влияющим на отказы в гидросистемах строительных буровых машин.

Переменные нагрузки могут существенно влиять на ресурс и долговечность как отдельных гидравлических аппаратов, так и гидропривод в целом [3]:

$$\tau = \frac{F_{\text{пр.}(-1)}^m \cdot N_i}{\sum_{i=1}^n F_{\text{пр.}i}^m \cdot \varepsilon_i \cdot f \cdot 3600}, \quad (2.23)$$

где $F_{\text{пр.}(-1)}^m$ – предел усталостной прочности элемента;

N_i – число циклов нагружения;

m – показатель степени, характеризующий наклон ветви кривой усталости;

f – частота колебаний давления;

$F_{\text{пр.}i}^m$ – приведенные усилия в системе;

$$F_{\text{пр.}i} \cdot \varepsilon_i = (\varphi \cdot F_{\text{ст}} + A_i) \cdot \varepsilon_i, \quad (2.24)$$

где φ – коэффициент статической нагрузки $\varphi = (0,1 \dots 0,2)$;

$A_i = F_{\text{max}} - F_{\text{min}}$ – амплитуда колебаний в системе;

ε_i – частота (плотность вероятности) распределения нагрузок.

Численный анализ показывает, что режим нагружения элементов конструкции гидравлических агрегатов является важнейшим фактором, который

определяет долговечность основных деталей. Режим нагружения определяется максимально возможными значениями давления в гидросистеме как по абсолютным величинам, так и по амплитуде колебаний. При пульсирующем давлении срок службы гидроагрегатов будет заметно отличаться в худшую сторону, чем при эксплуатации в режиме, когда давление стабилизировано.

Опыт эксплуатации строительных буровых машин с гидроприводом вращения исполнительного органа показывает [17, 54, 55, 91], что срок службы элементов гидросистемы при пульсирующем режиме нагружения значительно ниже нормативного. Так, имели место случаи выхода из строя шестерённого насоса гидросистемы вращения через 350 часов, аксиально-поршневого гидромотора через 420 часов, гидрораспределителя через 720 часов эксплуатации.

Гидропневмоаккумулятор - это устройство, которое используется для эффективного гашения колебаний рабочей жидкости в гидросистемах. Оно имеет особую конструкцию, которая позволяет снизить вибрацию и уровень шума в системе. Главная особенность гидропневмоаккумулятора заключается в том, что его частота свободных колебаний совпадает с основной рабочей частотой в гидросистеме. При неравномерном движении рабочей жидкости в горловине гидроаккумулятора возникает так называемая присоединенная масса, которая оказывает влияние на работу системы. Эта масса приводит к увеличению инерционности системы. Для определения эквивалентной массы жидкости, приведенной к горловине гидроаккумулятора, используется специальная формула:

$$m_1 = m_r + m_{пр} = \rho \cdot F_r \cdot (l_r + 2 \cdot 0,85 \cdot r_r), \quad (2.25)$$

где m_r – масса жидкости в горловине гидропневмоаккумулятора;

$m_{пр}$ – присоединенная масса;

F_r – площадь сечения горловины;

l_r – длина горловины;

$2 \cdot 0,85 \cdot r_r$ – фиктивное удлинение горловины за счет присоединенной массы жидкости с обеих сторон горловины [54, 55];

ρ – плотность рабочей жидкости.

Гидропневмоаккумуляторы широко применяются в различных областях, они позволяют снизить нагрузку на гидравлические аппараты, такие как насосы и клапаны, что увеличивает их срок службы. Кроме того, они способствуют более плавному и стабильному функционированию системы в целом. Они обеспечивают эффективное гашение колебаний и повышают стабильность работы системы [39, 54, 55].

Согласно физическим законам, для газов при постоянной температуре должно соблюдаться соотношение:

$$P_o V_o = P_a V_a, \quad (2.26)$$

где P_o , – давление начальной зарядки газа;

V_o - объем занимаемый газом в гидропневмоаккумуляторе;

V_a – объем, занимаемый газом при его сжатии до давления P_a .

Частота колебаний давления в гидросистеме определяется конструкцией породоразрушающего инструмента, упругими свойствами системы, геологическими особенностями разреза скважины и находится теоретически либо экспериментально.

Конструктивный объем гидропневмоаккумулятора на этапе проектирования гидропривода может быть определен по формуле [55]:

$$V_o = \frac{r_{\Gamma}^2 * n * P^{1+\frac{1}{\lambda}}}{4\pi * f_p^2 * P_o^{\frac{1}{\lambda}} * \rho (l_{\Gamma} + 1,7 * r_{\Gamma})}, \quad (2.27)$$

где λ – показатель политропы,

$$\lambda = \frac{C_p}{C_v}; \quad (2.28)$$

где C_p – теплоемкость газа при постоянном давлении;

C_v – теплоемкость газа при постоянном объеме.

Как известно, политропный процесс (политропический) процесс — это термодинамический процесс, во время которого теплоёмкость газа остаётся неизменной.

Значение показателя политропы рекомендуется принимать с учетом того, в

каких условиях работает гидропневмоаккумулятор. Основное внимание при этом следует уделять времени зарядки и разрядки гидропневмоаккумулятора.

Для гидроприводов строительных машин, в частности, буровых тракторных станков, работающих в режиме переменных нагрузок, следует учитывать также основные рабочие частоты этих нагрузок. В процессе работы гидропневмоаккумулятора происходит сжатие или разряжение в полости, которую заполняет газ. При этом выделяется тепло, которое из-за кратковременности процесса не успевает распространиться на соседние объемы. Вследствие этого, режим работы гидропневмоаккумулятора, предназначенного для стабилизации давления и расхода рабочей жидкости в гидросистемах строительных буровых машин, можно считать адиабатическим с показателем политропы $\lambda = 1,4$. Полученный расчетным путем конструктивный объем гидроаккумулятора следует округлить в большую сторону до стандартных значений емкости выпускаемых отечественной промышленностью аккумуляторов [39].

Вышеприведенные уравнения позволяют, таким образом, подбирать рациональные параметры гидропневмоаккумуляторов, близкие к оптимальным. Это, в свою очередь, должно обеспечить эффективное сглаживание колебаний давления рабочей жидкости в гидроприводе вращения бурового става вплоть до полного устранения.

Отрицательным последствием установки гидропневмоаккумулятора в гидропривод вращения бурового става будет существенное понижение жесткости характеристики механизма в целом, что, в свою очередь, может вызвать рост амплитуды колебаний скорости вращения бурового става.

Следовательно, целесообразна такая конструкция приводов буровых машин, при которой можно сгладить как пульсации в гидросистеме, так и динамические колебания, возникающие непосредственно от взаимодействия исполнительного органа и породы.

Уменьшить влияние колебаний внешней нагрузки на привод возможно за счет использования кинетической энергии движущихся частей привода и маховика.

[1, 3, 5, 30, 31, 54, 75]. При этом гидромотор будет работать в нестабильном режиме, т. к. маховик не может непрерывно только отдавать энергию. Поэтому привод должен включать агрегат, аккумулирующий в себе энергию и демпфирующий перепады давления - гидропневмоаккумулятор (рисунок 2.2).

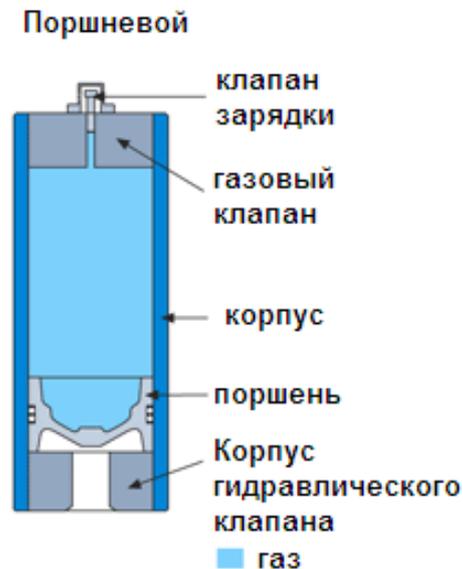


Рисунок 2.2 – Поршневые гидропневмоаккумуляторы типа АПГ-Т

2.3 Влияние динамических параметров гидросистемы вращения бурового става на характеристики его работы

Вследствие колебаний давления в гидросистеме вращения бурового става возникает дополнительный расход мощности приводного дизеля при неустановившемся движении рабочей жидкости в гидролиниях привода вращения строительных буровых машин [54].

Гидравлические потери при неравномерном потоке также больше, чем при стационарном [68]. Поэтому наряду с потерями давления пропорционально средней скорости потока появляются дополнительные потери, пропорциональные квадрату скорости переменной составляющей потока рабочей жидкости, зависящие, как известно, от частоты и квадрата амплитуды.

Потери мощности в системе вращения возрастают при нестационарном

рабочем режиме строительных буровых машин и составляют большую величину, чем при стационарном режиме.

При анализе потерь в гидросистемах строительных буровых машин в рабочем режиме необходимо учитывать, что давление и скорость потока в гидромагистралях имеют периодические колебания относительно среднего их значения.

В работах [54, 55, 56, 57] показано, что колебания, возникающие в гидроприводе вращения бурового става, увеличивают потери в магистралях и, следовательно, расходуюмую двигателем внутреннего сгорания (ДВС) мощность, т. к. система «машина – забой» является автоколебательной и все потери при колебаниях компенсируются ДВС.

Поэтому для оценки влияния колебаний давления и расхода рабочей жидкости на экономичность работы привода вращения необходимо учитывать динамический КПД гидропередачи, под которым понимается отношение передаваемой мощности, рассчитанной по средним значениям давления и расхода в гидромагистрали, к мощности, передаваемой гидросистемой при установившемся режиме работы машины.

Таким образом, КПД системы, который включает потери в приводе не только при статической ($\eta_{ст}$), но и при динамической нагрузке ($\eta_{д}$), т. е. общий КПД привода равен [19]:

$$\eta_{общ} = \eta_{ст} * \eta_{д} = \frac{\eta_{ст}}{1 + \frac{1}{2} \frac{P_{1i} * Q_{1i}}{P_{ср} * Q_{ср}} \cos \varphi} \quad (2.29)$$

Отношение $\frac{P_{1i} * Q_{1i}}{P_{ср} * Q_{ср}}$ показывает, что КПД гидропередачи тем ниже, чем выше интенсивность колебаний в гидромагистрали.

Таким образом, повышение КПД гидропередачи посредством введения рациональных конструктивных параметров привода вращения бурового става машин типа БТС (с учетом установки гидроаккумулятора) позволит улучшить использование установочной мощности ДВС, а также снизить тепловые потери в гидросистеме при длительной работе.

2.4 Результаты натурных испытаний строительных буровых машин

Машина испытывалась при бурении скважин диаметром 112 мм, при двух значениях осевого давления: 1,6 и 3,6 тс и трех значениях частоты вращения бурового става: 76 об/мин, 101 об/мин, 127 об/мин. Регулирование частоты вращения исполнительного органа осуществлялось в пределах одной передачи изменением положения рейки топливного насоса двигателя внутреннего сгорания. Расчетные значения осевого давления 9 тс во время испытаний получить не удалось.

Основные результаты исследований сводились к следующему:

1 режим работы гидросистемы привода вращения существенно изменяется как при изменении породных условий, так и при изменении числа оборотов бурового става;

2 независимо от величины осевого давления при частоте вращения 76 об/мин наблюдались колебания давления с амплитудой до 16 МПа;

3 предохранительный клапан, настроенный на давление $P = 75$ кгс/см², не обеспечивал защиту системы от перегрузки;

4 перегрузки гидросистемы сопровождались разрывом трубопроводов и отрывом крышек гидродвигателей;

5 в процессе натурных испытаний и при анализе результатов причины возникновения столь значительных по амплитуде колебаний давления в гидросистеме привода вращения установить не удалось. Предположительно, данный эффект связан с неоднородностью свойств разрабатываемой породы по глубине скважины (крепость породы, монолитность, трещиноватость), а также с неоптимальными параметрами гидропневмоаккумулятора, интегрированного в систему гидропривода вращения бурового става (объем аккумулятора, давление газа в пневматической полости). Данное предположение основано на том, что распределение свойств породы по глубине проходки и по поверхности забоя является случайным [8, 9, 38, 42, 46, 50, 52, 53, 54, 57, 60, 64, 68].

Разбуhrиваемые горные породы были слоистыми и характеризовались наличием трещин.

В общем случае режим нагружения гидросистемы привода вращения носит случайный нестационарный характер (рисунки 2.3, 2.4, 2.5), связанный с неоднородностью физико-механических свойств разрабатываемой породы [29].

Графики колебаний давления в гидроприводе вращения бурового става, представленные на рисунках 2.3, 2.4, 2.5, были получены в результате обработки осциллограмм натурных испытаний буровых тракторных станков типа БТС-150, СБШ-160.

Прикладные работы [60, 62, 64] в основном посвящены исследованию стационарных процессов. Характерной особенностью режимов работы буровых тракторных станков типа БТС-150 является нестационарный характер процесса бурения.

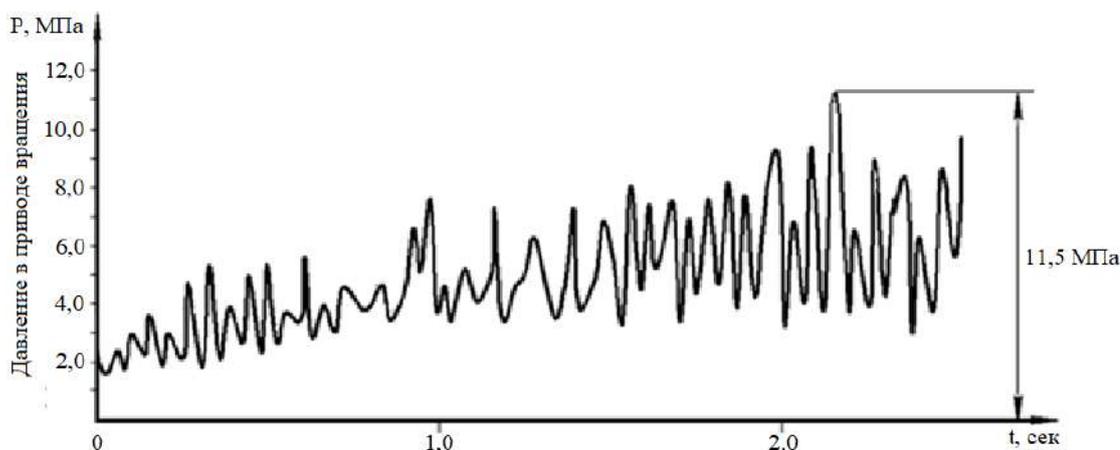


Рисунок 2.3 – Давление в гидросистеме вращения бурового става БТС-150 (период пуска)

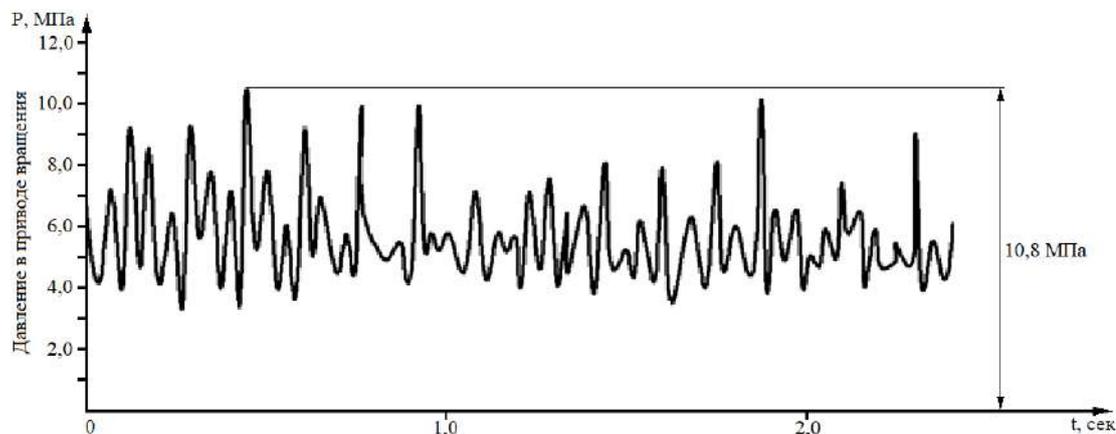


Рисунок 2.4 – Давление в гидросистеме вращения бурового става БТС-150 (период установившегося движения)

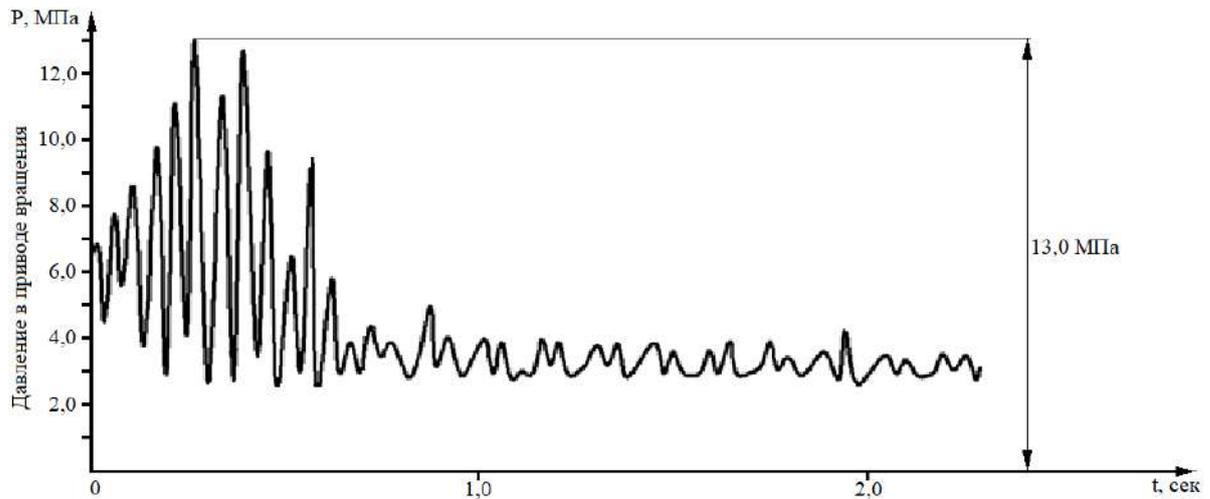


Рисунок 2.5 – Давление в гидросистеме вращения бурового става БТС-150 (в период перехода в холостой режим)

Процесс бурения можно представить, как в общем случае нестационарный процесс, состоящий из ряда локально стационарных участков, характеризующихся приблизительно постоянными физико-механическими свойствами породы.

Изменения статистических характеристик вызвано случайным распределением физико-механических свойств разрабатываемой породы, которая при прочих равных условиях в значительной степени определяет статическую и динамическую составляющие процесса. Режим нагружения гидросистемы при бурении монолитных пород характеризуется меньшими значениями колебаний давления.

В процессе записи параметров работы гидропривода вращения бурового става при частотах вращения бурового става 76, 119, 124 об/мин были зафиксированы режимы нагружения, характеризующиеся забросами давления свыше 12 МПа (см. рисунки 2.6, 2.7, 2.8). Предположительно, это связано с резонансными процессами в гидроприводе. Таким образом, в результате экспериментальных исследований режимов нагружения гидросистемы вращения буровой машины БТС-150 установлено, что при определенных условиях, колебания давления и расхода рабочей жидкости могут достигать значительных величин, что приводит к преждевременному выходу из строя как гидросистемы, так и машины в целом.

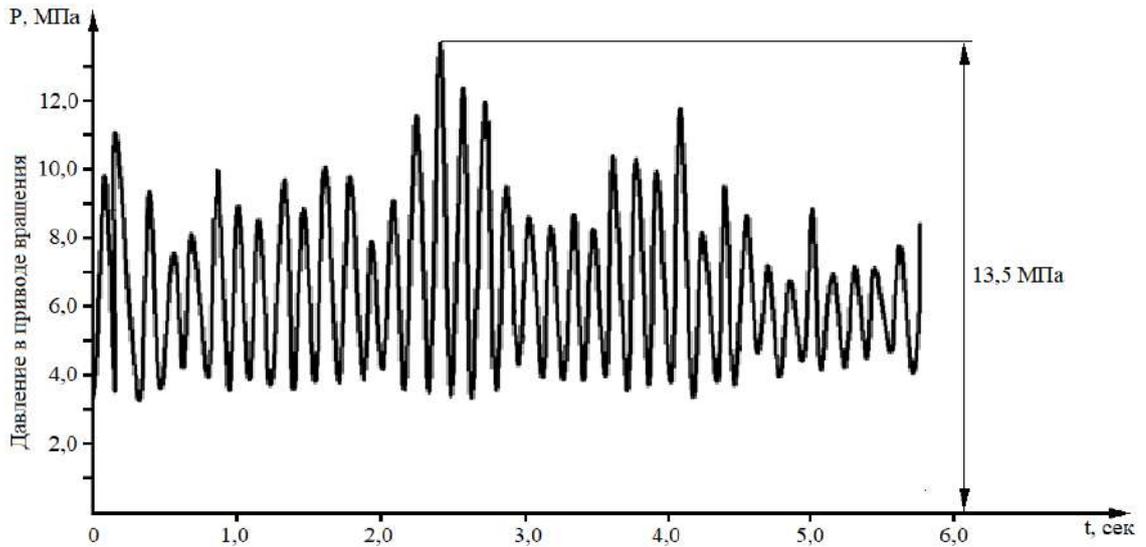


Рисунок 2.6 – График режима нагружения гидросистемы привода бурового става БТС-150 при частоте вращения исполнительного органа 76 об/мин

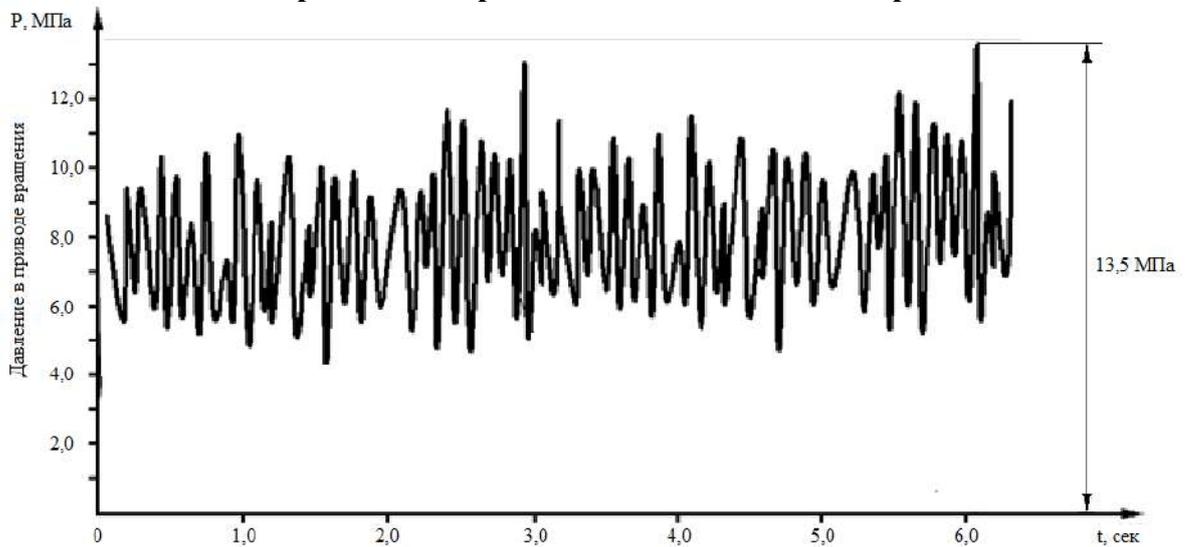


Рисунок 2.7 – График режима нагружения гидросистемы привода бурового става БТС-150 при частоте вращения исполнительного органа 119 об/мин

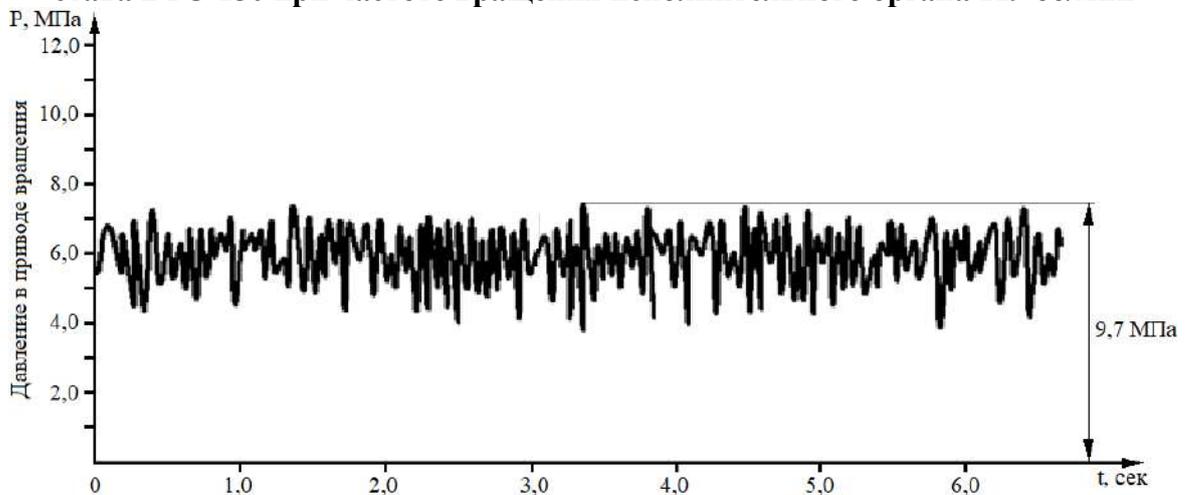


Рисунок 2.8 – График режима нагружения гидросистемы привода бурового става БТС-150 при частоте вращения исполнительного органа 124 об/мин

В связи с этим на стадии проектирования буровых машин с гидрообъемным приводом необходимо учитывать как характеристики конструкции, определяющие динамику работы привода, так и параметры, характеризующие нагрузку [91].

Из опыта эксплуатации строительных буровых машин с гидроприводом вращения бурового става известно, что сроки службы гидроагрегатов, в особенности гидронасосов и гидромоторов, существенно ниже в случае пульсирующего характера давления в гидросистеме, чем при стабилизированном давлении [84, 85].

Таким образом, снижение амплитуды колебаний давления в гидроприводе вращения бурового става окажет существенное влияние на повышение надежности работы и долговечность гидроагрегатов.

2.7 Выводы по разделу 2

1 Анализ процессов в гидроприводе вращения бурового става строительных буровых машин типа БТС-150, характеризующих его работу, показывает, что режимы работы привода являются нестационарными.

2 Колебания давления в приводе вращения бурового става имеют случайный характер. Основными источниками колебаний являются несоосность буровых штанг и кинематика породоразрушающего инструмента (шарошечного долота), а также неоднородность разрабатываемой скальной породы.

3 Установлено, что наиболее тяжелыми в плане режима нагружения привода вращения бурового става являются условия работы при бурении трещиноватых скальных пород и грунтов с валунными включениями. Размах колебаний давления может достигать 10 МПа и более.

4 Стабилизация нагрузки двигателя и гидросистемы может быть достигнута реализацией рациональных конструктивных параметров привода вращения бурового става с учетом использования гидропневмоаккумулятора с целью стабилизации режима нагружения.

3 АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ГИДРОПРИВОДА ВРАЩЕНИЯ И ПОДАЧИ БУРОВОГО СТАВА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

3.1. Современный уровень надежности гидроприводов буровых машин транспортного строительства

В соответствии с ГОСТ 27.002-2015, надежность гидропривода есть свойство выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования [15, 18]. Проблемам обеспечения надежности машин и гидроприводов в частности, посвящено много работ советских и российских ученых [8, 10, 14, 16, 17, 18, 34, 35, 48, 58, 79, 86, 87, 88].

В настоящий момент в области обеспечения надежности приводов дорожно-строительных, подъемно-транспортных машин и машин транспортного строительства выделяются четыре основных направления:

- повышение надежности посредством конструктивных изменений.
- повышение надежности через внедрение методов контроля и расчета показателей надежности;
- совершенствование методов технического обслуживания;
- совершенствование методов и средств технической диагностики [18, 33].

Однако на практике наблюдается ряд противоречий в реализации этих направлений:

- недостаточное внимание к расчетам надежности: конструкторы и инженеры-эксплуатационники часто недооценивают важность количественных показателей надежности, что приводит к недостаточной проработке конструктивных решений и требований к техническому обслуживанию;
- теоретизация и оторванность от практики: Специалисты научных учреждений порой разрабатывают математические модели и методы, которые

плохо отражают специфику конкретных прикладных задач. В результате эти методы могут оставаться невостребованными в практической инженерии. [11, 18]. Инженеры, работающие в сфере эксплуатации, в свою очередь, нередко нарушают регламент по техническому обслуживанию (что происходит, как правило, вследствие объективных производственных обстоятельств). В современных условиях хозяйствования противоречие между стремлением к экономической эффективности и обеспечением надежности гидроприводов обостряется чрезмерными попытками сэкономить на затратах и переложить их на партнеров.

Для приводов мобильных машин, которые подлежат ремонту и эксплуатируются до предельного состояния в циклическом режиме, где основным последствием отказа является простой, основными показателями надежности являются гамма-процентный ресурс γ и коэффициент готовности K_2 [17, 18, 86]. Кроме того, безотказность и долговечность также являются важными свойствами приводов с точки зрения надежности. Свойство безотказности обычно относится к определенной наработке, такой как один рабочий цикл, период между проверками, период до первого ремонта или даже один выход на перегон [18].

Для обеспечения надежной и долговечной работы гидроприводов необходим комплексный подход, включающий: анализ причин отказов и неисправностей с использованием качественных и статистических методов, оценку влияния внешних факторов на накопление необратимых изменений в элементах конструкции и протекание физических процессов в приводе, резервирование ключевых узлов и использование элементов с повышенной надежностью, рационализацию схем и конструкций для оптимизации режимов работы, стандартизацию и унификацию компонентов для повышения ремонтпригодности, облегчение рабочих режимов для снижения нагрузки на элементы гидропривода. Факторы, влияющие на надежность приводов машин, представлены на схеме (рисунок 3.1) [18].

Длительная эксплуатация гидроприводов в транспортном строительстве выявила ряд факторов, на которые эксплуатирующие организации не могут влиять: резервирование, выбор элементов с повышенной надежностью, рационализация

схем и конструкций, стандартизация, облегчение режимов, климатические условия, недостатки конструкции [18, 33]. Тем не менее, влияние со стороны эксплуатирующих организаций на остальные факторы (рисунок 3.1) может быть весьма эффективным.



Рисунок 3.1 – Факторы, влияющие на надежность приводов машин

Оно зависит главным образом от типа применяемых методов и средств технического обслуживания и ремонта.

Кроме того, важным фактором является повышение культуры производства, особенно подготовка кадров с необходимой квалификацией. Это может включать

в себя повышение уровня обучения и подготовки сотрудников, а также их переподготовку для работы с новыми технологиями и оборудованием. Кроме того, необходимо обеспечить соответствующий уровень мотивации и вовлеченности персонала в процесс производства, чтобы они были заинтересованы в качественной и эффективной работе.

Согласно статистической информации, собранной о надежности гидроприводов машин транспортного строительства, предоставленной заводом-изготовителем "Можайское экспериментально-механическое предприятие" и данным из работ [17, 18], были определены значения наработки на отказ для основных типов гидроаппаратов, используемых в машинах транспортного строительства (таблица 3.1). При этом необходимо учитывать, что гидроприводы этих машин работают в тяжелых и средних режимах, согласно исследованиям [36, 87], и что условия эксплуатации могут быть охарактеризованы как неблагоприятные, особенно по климатическим показателям и запыленности [18, 34, 35].

Анализ этих данных показывает, что время наработки гидроэлементов характеризуется значительным разбросом, и, следовательно, существуют большие резервы по повышению наработки на отказ. В таблице 3.1 не учтены отказы, связанные с внешними повреждениями арматуры, корпусов гидроаппаратов и т. д. [18].

Из практики эксплуатации мобильных машин на транспорте известно, что отказы, связанные с падением объемного КПД и неправильной регулировкой, составляют 50-60% от общего количества. Остальное приходится на долю внезапных отказов, в том числе и таких, как резкое падение производительности насоса вследствие кавитации и т.д. [18].

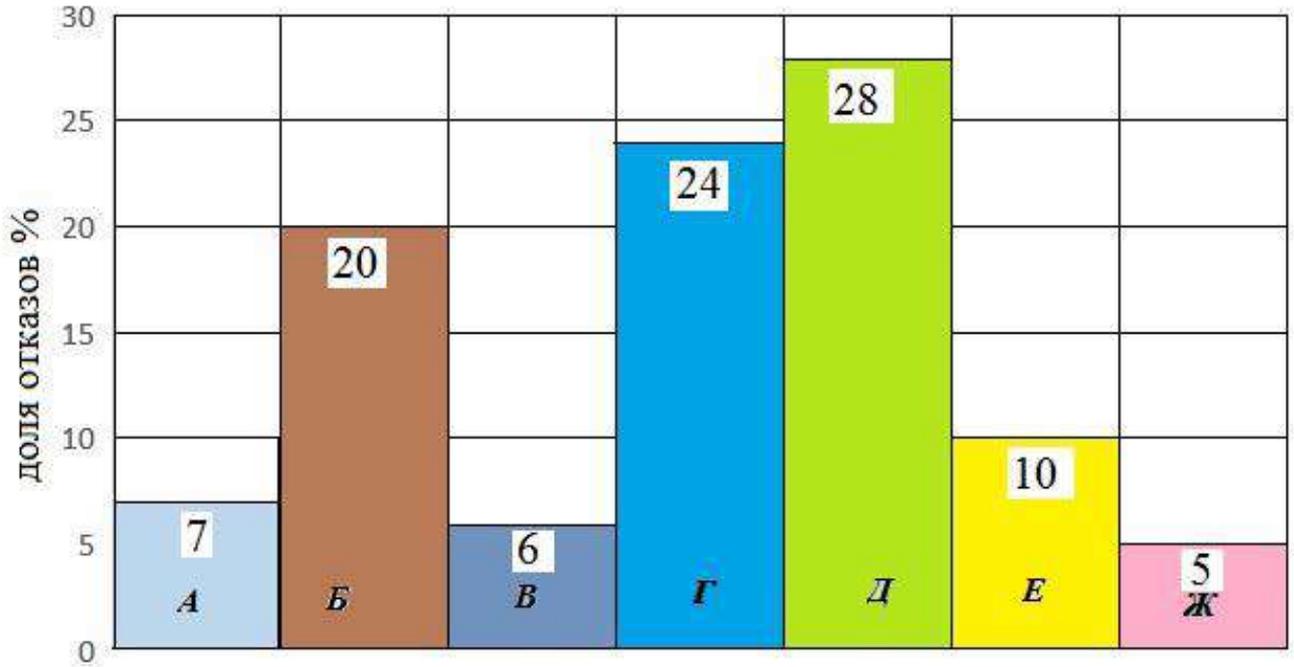
За период 2004-2020 гг. заводом было выпущено и направлено в эксплуатирующие организации (ОАО «Горнопромышленная финансовая компания», ОАО «Угольная компания Кузбассразрезуголь») 152 машины. По данным завода-изготовителя (АО МЭМП) для БТС-150 выпуска 2004-2020 гг. за

период гарантийного обслуживания (12 мес.) зафиксировано общее количество отказов – 155, в том числе: по системе управления – 11 (~7 %), по ДВС – 31 отказ (~20 %), по ходовому оборудованию – 9 (~6 %), по приводу подачи – 37 (~24 %), по приводу вращения бурового става – 43 (~28 %), по вспомогательным приводам – 16 (~10 %), по системе пылеподавления – 8 (~5 %).

Таблица 3.1 – Нарботка на отказ элементов гидропривода

Гидроаппараты	Нарботка на отказ Т, час (по мотосчётчику), $\frac{T_{\min} - T_{\max}}{T_{\text{mid}}}$	
	БТС-150, БТС-75, СБШ-160 до 2004 г.	БТС-150 (по состоянию на 2020 г.)
Насосы шестеренные	$\frac{450 - 2500}{1475}$	$\frac{1500 - 3000}{2225}$
Насосы аксиально-поршневые нерегулируемые	$\frac{1000 - 3000}{2000}$	$\frac{1000 - 5000}{3000}$
Гидромоторы аксиально-поршневые	$\frac{1000 - 3000}{2000}$	$\frac{1000 - 5000}{3000}$
Гидроцилиндры	$\frac{600 - 10000}{5300}$	$\frac{6500 - 13000}{9250}$
Гидропневмоаккумуляторы	$\frac{10000 - 15000}{12500}$	$\frac{10000 - 15000}{12500}$
Клапаны давления, напорные золотники	$\frac{2800 - 5800}{4300}$	$\frac{6500 - 15000}{10750}$
Клапаны предохранительно-переливные	$\frac{2800 - 5800}{4300}$	$\frac{6500 - 15000}{10750}$
Клапаны обратные	$\frac{5000 - 25000}{15000}$	$\frac{4000 - 100000}{52000}$
Распределители золотниковые	$\frac{1400 - 4500}{2850}$	$\frac{8300 - 25000}{16850}$
Дроссели и регуляторы потока	$\frac{2800 - 5800}{4300}$	$\frac{2500 - 10000}{6250}$
Фильтры	$\frac{500 - 2500}{1500}$	$\frac{1000 - 6200}{3600}$
Шланги рукавов высокого давления (РВД)	$\frac{300 - 5000}{2650}$	$\frac{3000 - 10000}{6500}$
Гидрозамки	$\frac{2000 - 15000}{8500}$	$\frac{2000 - 15000}{8500}$

Распределение отказов по системам и аппаратам представлено на рисунке 3.2.



А – система управления, Б – ДВС, В – ходовое оборудование, Г – привод подачи, Д – привод вращения бурового става, Е – вспомогательные приводы, Ж – система пылеподавления

Рисунок 3.2 – Распределение отказов по системам

Это обстоятельство может быть объяснено тем, что привод вращения наряду с приводом подачи (24 %) является наиболее нагруженным как с точки зрения давления в гидросистеме и крутящего момента на буровом става, так и с точки зрения использования по времени в течение рабочей смены.

3.2 Оценка режимов эксплуатации

Режимы эксплуатации в первом приближении (для предварительной оценки) для машин транспортного строительства, в том числе буровых станков, можно подразделить на легкий, средний, тяжелый и весьма тяжелый [17, 18, 31, 32, 40].

Для оценки режима можно воспользоваться следующими коэффициентами, характеризующими режим эксплуатации:

1 Коэффициент использования номинальной нагрузки (K_H):

$$K_H = \frac{P_{экр}}{P_{ном}}$$

$$P_{\text{экв}} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^h P_i^3 \cdot \frac{\tau_i}{\tau_{\text{общ}}}}, \quad (3.1)$$

где $P_{\text{экв}}$ – нагрузка эквивалентная;

$P_{\text{ном}}$ – номинальная нагрузка;

τ_i – время нахождения механизма под нагрузкой P_i ;

$\tau_{\text{общ}}$ – полное время наблюдения.

2 Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой (K_B):

$$K_B = \frac{\tau_{\text{н}}}{\tau_{\text{общ}}}. \quad (3.2)$$

3 Коэффициент использования в году (K_T):

$$K_T = \frac{\tau_p}{\tau_z}, \quad (3.3)$$

где τ_p – время работы в течение года, смены;

τ_z – календарное время.

4. Частота (число) включений (ЧВ) в час.

5. Коэффициент колебаний нагрузки ($K_{\text{КД}}$):

$$K_{\text{КД}} = \frac{P_{\text{max}} - P_{\text{min}}}{P_c} \quad (3.4)$$

6 Коэффициент использования мощности привода (K_N (оценивает напряженность работы):

$$K_N = \frac{N_{\phi}}{N_{\text{расч}}}. \quad (3.5)$$

7 Продолжительность включения (ПВ):

$$ПВ = \frac{T_p}{T_{\text{ц}}} \cdot 100\% \quad (3.6)$$

Таблица 3.2 – Коэффициенты, характеризующие режим эксплуатации

Режим	Коэффициенты, характеризующие режим эксплуатации						
	K_n	K_b	K_z	$ЧВ$	$K_{кд}$	K_N	$ПВ$
Легкий	<0,4	0,–0,3	<0,5	<100	<0,5	<0,5	<0,4
Средний	0,4–0,7	0,3–0,5	0,5–0,75	100–200	0,5–0,75	0,5–0,75	0,4–0,6
Тяжелый	0,7–0,9	0,5–0,8	0,75–0,9	200–400	0,75–1,0	0,75–0,9	0,6–0,8
Весьма тяжелый	>0,9	0,8–0,9	>0,9	400–800	>1	>0,9	>0,8

Для буровых станков типа БТС-150 значения вышеуказанных коэффициентов, согласно наблюдениям и более ранним исследованиям [18, 54, 55], представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Характеристика режимов эксплуатации БТС-150

Коэффициент, характеризующий режим	K_n	K_b	K_z	$K_{кд}$	K_N	ПВ (для привода вращения и подачи)
Значение	0,8–0,9	0,8–0,9	0,7–0,85	0,85	0,7–0,85	0,6–0,75

Как следует из таблицы 3.3, режим эксплуатации бурового станка БТС-150 можно оценить, как промежуточный между тяжелым и весьма тяжелым режимом. Очевидно, что при таких нагрузках долговечность деталей и агрегатов приводов машины будет стремиться к минимальным значениям. В связи с этим осуществление мероприятий, направленных на повышение надежности, представляется актуальным.

3.3 Классификация отказов в гидроприводах мобильных машин

Все отказы, возникающие в гидроприводах, принято разделять на внезапные и постепенные [9, 16, 17, 18].

В большинстве случаев, для гидравлических систем мобильных машин на

ранних этапах эксплуатации (до 500 часов), преобладают внезапные отказы, а при больших значениях наработки начинается рост доли постепенных отказов, связанных с износом трущихся деталей подвижных соединений, а также со старением неметаллических изделий (уплотнений, манжет).

Внезапные отказы хорошо описываются экспоненциальным (показательным) законом распределения, а постепенные – нормальным [13, 16, 17, 18, 48, 86, 87, 88]. Наблюдения за работой буровых тракторных станков, проводившиеся в рамках настоящего исследования, показывают, что чаще всего имеют место на практике оба типа отказов в одном и том же периоде.

Следовательно, при проведении анализа надежности необходимо использовать комбинацию двух распределений: экспоненциального и "старяющегося", которое определяется при $t > t_n$ (t_n - наработка, соответствующая началу появления постепенных или износных отказов) [13, 16, 17, 18, 48, 86, 87, 88]. Например, негерметичность уплотнения штока гидроцилиндра может быть вызвана как внезапными отказами, такими как попадание механических частиц, повреждающих уплотнительные кольца и манжеты, так и постепенными отказами, вызванными износом этих деталей. Закон распределения, характеризующий постепенные отказы, определяется физическими процессами, связанными с накоплением повреждений уплотнительных элементов. Наиболее подходящим для практического использования является нормальный закон [17, 18], который является обобщающим законом, действующим в случае большого количества независимых (или слабо зависимых) случайных факторов как объективных, так и субъективных.

Отказы, имеющие постепенный, и, следовательно, прогнозируемый характер в гидравлических приводах, связаны с изменением объемного коэффициента полезного действия - η_o . Этот параметр является основным при оценке технического состояния гидропривода путевых, подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин [16, 17, 18].

Если качество гидроагрегатов, входящих в состав гидравлической передачи,

является более-менее однородным и сопоставимым с точки зрения ресурса, долговечности и других надежностных характеристик, то при малых начальных значениях рассеивания параметра η_o (как правило, $\eta_o = 0,92 - 0,95$), и если темп накопления повреждений примерно постоянный, причем при этом происходит переплетение кривых, характеризующих снижение объемного КПД отдельных гидроаппаратов (как это представлено на рисунке 3.3) реализации процесса накопления повреждений, то распределение времени до отказа будет нормальным [9, 17, 18, 86].

Такой процесс характерен, в частности, и для основных приводов буровых тракторных станков – привода вращения бурового става и привода подачи. Это можно объяснить тем, что машины работают в сложных и нестабильных климатических и производственных условиях.

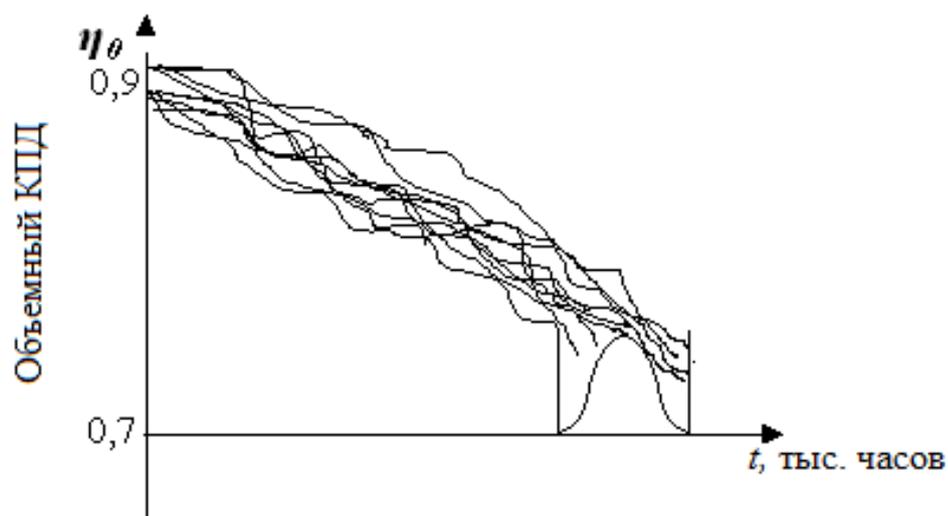


Рисунок 3.3 – Модель накопления повреждений в гидроприводах

Сбой в функционировании гидравлического оборудования может происходить из-за выхода основных параметров (одного или нескольких) за пределы допустимых значений или из-за нарушения функциональной работоспособности изделия в целом или его отдельных элементов (нарушение целостности конструкции, заклинивание золотника или поршня, обрыв электроцепей управления и т.д.) [18].

Отказы в гидроприводе можно классифицировать на полные

(функциональные) и частичные (параметрические) [9, 18, 58, 87]. При полных отказах гидропривод теряет способность выполнять одну из основных функций. При параметрических отказах способность к выполнению основных функций сохраняется, но при этом ухудшаются такие параметры работы буровой машины как скорость проходки скважины, общее время цикла, и, следовательно, снижается эксплуатационная производительность машины. При прогрессировании постепенных отказов производительность машины со временем падает ниже допустимых пределов [18].

Параметры гидравлических приводов могут изменяться под воздействием различных факторов, как внешних, так и внутренних. Изменения могут быть обратимыми и необратимыми. Обратимые изменения происходят под воздействием внешних факторов и прекращаются после их устранения. Необратимые изменения связаны с накоплением дефектов в конструктивных элементах гидравлического привода и сохраняются даже после устранения внешних факторов.

К параметрическим (постепенным) отказам приводят, как правило, необратимые изменения, которые возникают в результате износа, старения и тому подобных процессов.

Для гидроприводов с ручным управлением, причинами постепенных (параметрических) отказов могут быть: увеличение "проседания" выходного звена под нагрузкой и ухудшение его динамических характеристик из-за износа золотникового узла и увеличения зазоров вследствие износа соединений кинематических и силовых механических элементов; внешняя утечка по уплотнению выходного звена гидропривода также может быть отнесена к постепенным (параметрическим) отказам, так как величина утечек обычно ограничена количественно (в см³ за определенный период работы или через заданный класс герметичности в соответствии с нормативно-технической документацией) [17, 18].

К внезапным отказам могут привести как обратимые, так и

быстроразвивающиеся необратимые изменения. Внезапные параметрические отказы могут быть вызваны скачкообразным ухудшением параметров в результате накопления необратимых повреждений (например, внезапное частичное засорение дроссельной заслонки или сопла гидроусилителя, что приводит к внезапному возникновению погрешности позиционирования гидропривода с сервоуправлением, частичное разрушение кромки седла предохранительно-переливного или редуционного клапана, засорение дроссельного отверстия в двухкаскадных клапанах и т.д.). В то же время, обратимые изменения могут привести к внезапным отказам при определенных неблагоприятных условиях и сочетаниях внешних воздействий [17, 18].

К функциональным отказам, связанным с постепенным характером ухудшения выходных характеристик гидроагрегатов, приводят необратимые изменения, возникающие в результате накопления усталостных повреждений в основных силовых элементах конструкции. В процессе накопления усталостных повреждений механические характеристики конструктивных элементов могут изменяться - их жесткость уменьшается, а демпфирование увеличивается. Однако, в большинстве случаев, эти изменения практически не влияют на выходные параметры гидравлической системы и практически не проявляются в процессе эксплуатации или испытаний, или проявляются незначительно. Поэтому отказы типа усталостного разрушения могут быть отнесены к функциональным отказам, имеющим в своей основе постепенные процессы [17].

Внезапные (функциональные) отказы могут быть вызваны статическим разрушением силовых компонентов из-за возникновения нештатной нагрузки, разрушением дефектных компонентов, имеющих скрытый брак при изготовлении, из-за внезапного блокирования золотников и т.д. [17, 18].

Внезапные отказы могут быть как стабильными, так и нестабильными. Нестабильные отказы ("сбои") являются неустойчивыми и могут исчезать и вновь появляться при тех же условиях, внешних воздействиях и сигналах управления. Стабильные отказы характеризуются тем, что не исчезают сами по себе при

сохранении эксплуатационных условий и окружающей среды. Однако, стабильные отказы в гидроприводах могут быть практически ликвидированы под действием внешних факторов, в частности, в результате внедрения системы технической диагностики [16, 17, 18, 86, 89]. Опыт эксплуатации гидроприводов строительных машин и буровых тракторных станков показывает, что основные постепенные отказы носят устойчивый характер.

Нестабильные отказы являются наиболее сложными для анализа. Они характеризуются рядом изменений в работе гидроагрегата, имеющих физико-механический характер: увеличение усилия, необходимого для перемещения золотника в распределяющих устройствах, нестабильное функционирование электрогидравлических клапанов или конечных микровыключателей, и т. д. В отношении таких отказов подтверждение отказа во время стендовых испытаний на заводе-изготовителе не может считаться надежным доказательством отсутствия такого отказа при эксплуатации.

Отказы гидроприводов также можно разделить на контролируемые и неконтролируемые [9, 16, 17, 18, 48, 86, 87, 89]. К контролируемым отказам относятся такие отказы, которые могут быть обнаружены машинистами машин или другим персоналом непосредственно в процессе эксплуатации или в ходе ежесменного обслуживания, периодического проведения специальных проверок (диагностики) гидросистемы и отдельных агрегатов. Неконтролируемые отказы невозможно обнаружить без демонтажа агрегата и, как правило, частичной разборки. Последний вид работ требует наличия специальных стендов [17, 18, 86, 89] и оборудования.

Можно выделить два типа постепенных отказов: прогнозируемые и непрогнозируемые. Прогнозируемые отказы - это отказы, возникновение которых можно предсказать с помощью диагностики оборудования во время его эксплуатации. Примерами таких отказов являются отказы, связанные с утечками и внутренними перетечками (например, между полостью высокого давления и полостью низкого давления в насосах и гидромоторах) негерметичность

уплотнений в гидроцилиндрах, распределителях и т.д. К непрогнозируемым отказам относятся такие отказы, приближение которых нельзя определить визуально или инструментально. Примером может служить усталостное разрушение силовых элементов [17, 18].

Общая классификация отказов приводов мобильных машин приведена на рисунке 3.4 [9].

Анализ отказов в основных подсистемах гидроприводов строительных, дорожных и других мобильных машин общегражданского назначения в процессе эксплуатации, показывает, что примерно 90% всех отказов приходится на частичные отказы, и только около 10% - на полные отказы. Примерно 60% отказов приводов относятся к параметрическим, а 40% - к функциональным. Параметрические отказы в гидроприводе вращения бурового става машины БТС-150 вызваны, в основном, износом в подвижных парах (поршень – гильза) насосов и гидромоторов, вследствие чего возрастают объемные потери и, соответственно, падает объемный КПД - η_o . В эксплуатации отмечались также случаи «струйных» утечек, связанных с нарушением герметичности уплотнения гидромотора вращателя по валу и которые следует отнести к функциональным отказам. Также к функциональным отказам следует отнести нестабильную работу и повреждение механических компонентов [17, 18].

Для основных приводов буровых тракторных станков типа БТС-150 – привода вращения бурового става и привода подачи – относительные доли отказов по разным подсистемам приведены выше (см. рисунок 3.2).

Также, согласно данным завода-изготовителя (АО «Можайское экспериментально-механическое предприятие») доли внезапных и постепенных отказов для этих приводов примерно равны. Таким образом, на прогнозируемые (постепенные) отказы приходится примерно 50% от общего количества.

Примерные причины отказов в приводах (прежде всего привод вращения и привод подачи) буровых машин транспортного строительства типа БТС - 150 представлены на рисунке 3.4.

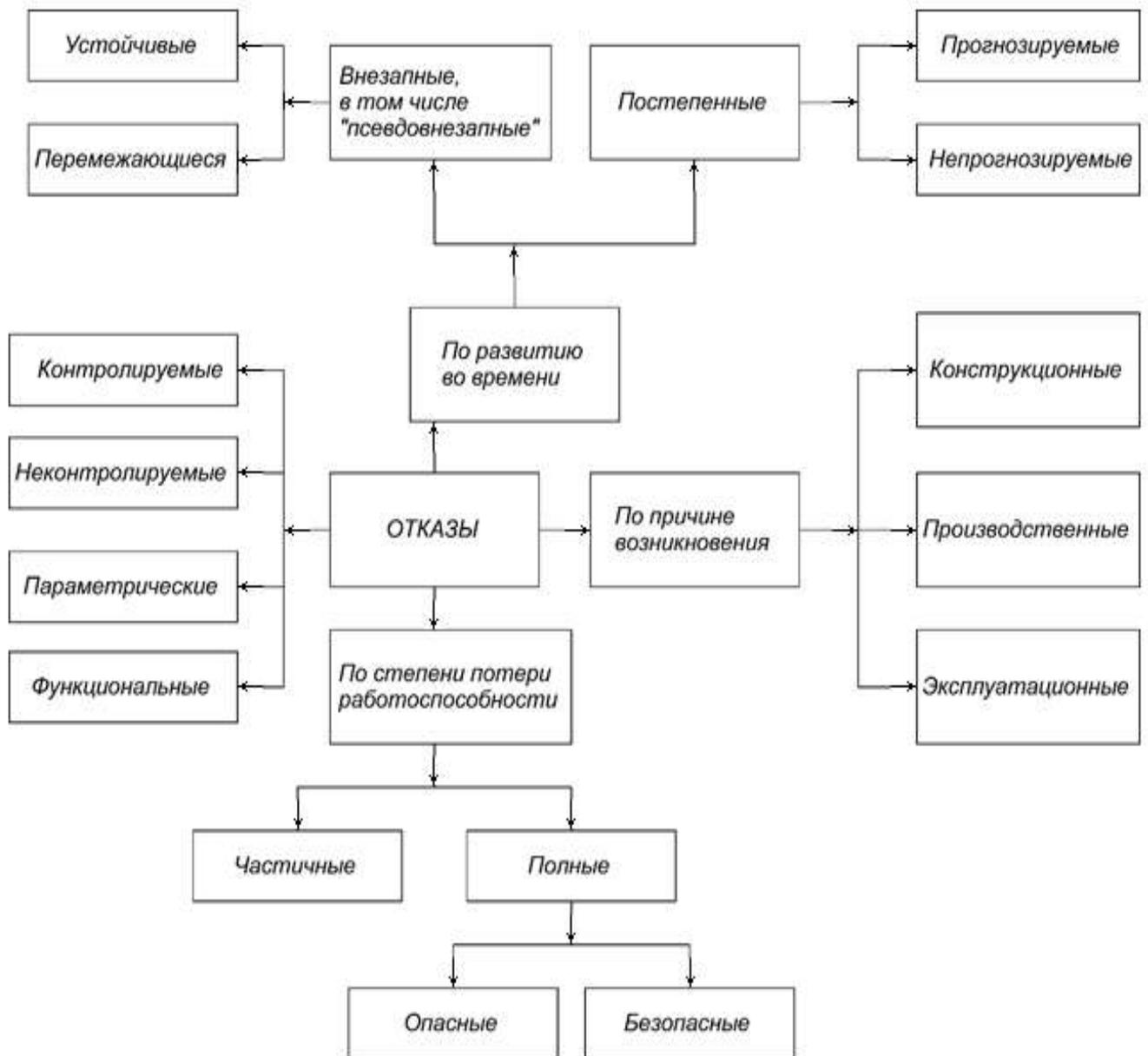


Рисунок 3.4 – Отказы в приводах машин типа БТС-150

3.4 Характер изменения параметров привода вращения бурового става машин транспортного строительства

Основным эксплуатационным параметром, характеризующим состояние объемного гидропривода и его элементов, являются объемные потери рабочей жидкости и КПД – общий и объемный – при нормированном давлении (давление настройки предохранительного клапана основного насоса) [17].

Модель изменения диагностического параметра базируется на данных

статистики изменения объемного КПД в процессе эксплуатации.

Экспериментальные зависимости изменения объемного КПД имеют параболическую форму. В работах [70, 89] предлагается производить отыскание параметров функции $\eta = f(t)$ исходя из предположения, что она квадратична и имеет вид:

$$\eta = at^2 = bt + c. \quad (3.7)$$

При этом, ось значений параметра t (наработка агрегата) разбивается на отрезки таким образом, чтобы они были равны друг другу [70, 89]:

$$tk + 1 - tk = h = const(k = 1, 2, 3 \dots n),$$

Это дает возможность вести отсчет от среднего значения величины наработки $t_{cp} = (t_1 + t_n)/2$. А.М. Харазов [89] рекомендует выбирать на предварительном этапе расчета нечетное число экспериментальных данных, минимально - пять точек наработки.

В результате имеем:

$$\eta = a_1 \left(\frac{t - t_{cp}}{n} \right) + b_1 \left(\frac{t - t_{cp}}{n} \right)^2 + c, \quad (3.8)$$

где параметры a_1, b_1, c вычисляются по следующим формулам при нечетном числе данных (по пяти точкам) [18, 89]:

$$a_1 = \frac{1}{3H_2} \left[3 \sum_{k=1}^N \eta_k \cdot (k - M)^2 - \frac{N^2}{4} \cdot \sum_{k=1}^N \eta_k \right]$$

$$b_1 = \frac{1}{H_1} \cdot \sum_{k=1}^N \eta_k \cdot (k - M);$$

$$c = \eta_k^{cp} - \frac{H_1}{N} \cdot a_1,$$

где: $H_1 = N(N_2 - 1)/12$; $H_2 = N(N_2 - 1) [N_2 - 4]/180$.

Параметр H_i можно определить по приложениям математической статистики. Для случая пяти исходных данных $H_1 = 10$; $3H_2 = 42$ [18, 89]. В указанной работе используются и формулы другого вида:

$$\eta = at^2 + b. \quad (3.9)$$

Формула (3.9) представляется предпочтительной по следующим

соображениям. Дифференцируя по t выражение 3.7, получим: $\eta' = 2at$.

Однако при $t = 0$ (т. е. до начала эксплуатации) η' также, очевидно, равно 0, т. к. процесс износа отсутствует. Но в этом случае и $b = 0$, и таким образом, получается выражение (3.9). Выражение (3.7) следует считать чисто формальным описанием характера изменения объемного КПД в процессе эксплуатации.

Физический смысл выражения (3.9) сводится к следующему: темп падения объемного КПД является величиной возрастающей, что объясняется накоплением продуктов износа и абразивных материалов в рабочей жидкости, с одной стороны, и увеличением сил трения и соударения в прецизионных парах, с другой стороны.

Для малых промежутков времени эксплуатации или наработки изменение объемного КПД можно описать линейной зависимостью [18, 58]. Если значение объемного КПД η_1 определено в момент времени t_1 инструментальным или иным методом, а значение η_2 в момент t_2 , то получаем:

$$\eta' = \frac{\eta_1 - \eta_2}{t_2 - t_1} . \quad (3.10)$$

Выражение 3.10 характеризует темп изменения объемного КПД - η в промежутке времени (наработки) - $(t_1; t_2)$. Если справедливо предположение, что этот темп сохранится в краткосрочной перспективе в течение некоторого времени или наработки, то можно с высокой степенью точности значения объемного КПД, которое после будет иметь место после τ часов наработки:

$$\eta(t_i + \tau) = \eta_i - \eta' \tau . \quad (3.11)$$

Из опыта эксплуатации для интервалов времени порядка 200-300 ч такое допущение достаточно хорошо соответствует реальному состоянию гидропривода.

Если рассматривать некоторую выборку машин из генеральной совокупности, то границы снижения объемного КПД будут ограничены кривыми:

$$\eta_1 = -A_1 t_2 + B; \quad \eta_2 = -A_2 t_2 + B, \quad (3.12)$$

где B – начальное значение объемного КПД.

Для определения значений параметров входящих в уравнения (3.12), требуются следующие данные: минимальный и максимальный сроки службы до

предельного состояния, исходное и предельное значение объемного КПД. В качестве исходного значения B можно принять для отдельных элементов гидропривода значения, указанные в паспорте аппарата. Для новых элементов разброс параметров незначителен и его можно не учитывать.

Тогда:

$$B = \prod_{i=1}^n B_i \quad (3.13)$$

Данные, полученные в ходе исследований, сведены в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 – Параметры изменения объемного КПД гидроприводов

Гидроаппараты	БТС-150, БТС-75, СБШ-160 до 2004 г.		БТС-150 (по состоянию на 2020 г.)	
	$\frac{A_{\max} - A_{\min}}{A_{cp}} \cdot 10^{-6}$	В	$\frac{A_{\max} - A_{\min}}{A_{cp}} \cdot 10^{-6}$	В
Привод вращения бурового става	$\frac{0,070 - 1,40}{0,735}$	0,87	$\frac{0,012 - 0,065}{0,0385}$	0,895
Привод подачи	$\frac{0,050 - 1,30}{0,675}$	0,91	$\frac{0,008 - 0,050}{0,029}$	0,94
Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы	$\frac{0,029 - 0,103}{76}$	0,95	$\frac{0,00395 - 0,0283}{0,01612}$	0,95
Шестеренные насосы	$\frac{0,037 - 1,16}{0,598}$	0,92	$\frac{0,055 - 0,22}{0,091}$	0,92
Дифференциальные гидроцилиндры	$\frac{0,003 - 0,01}{6,5}$	~1,0	$\frac{0,00088 - 0,0505}{0,02569}$	~1,0
Гидрораспределители	$\frac{0,0101 - 0,022}{0,1165}$	0,99	$\frac{0,00343 - 0,01236}{0,007895}$	0,99

Зависимости, полученные по формулам (3.6), представлены на рисунках 3.5–3.9.

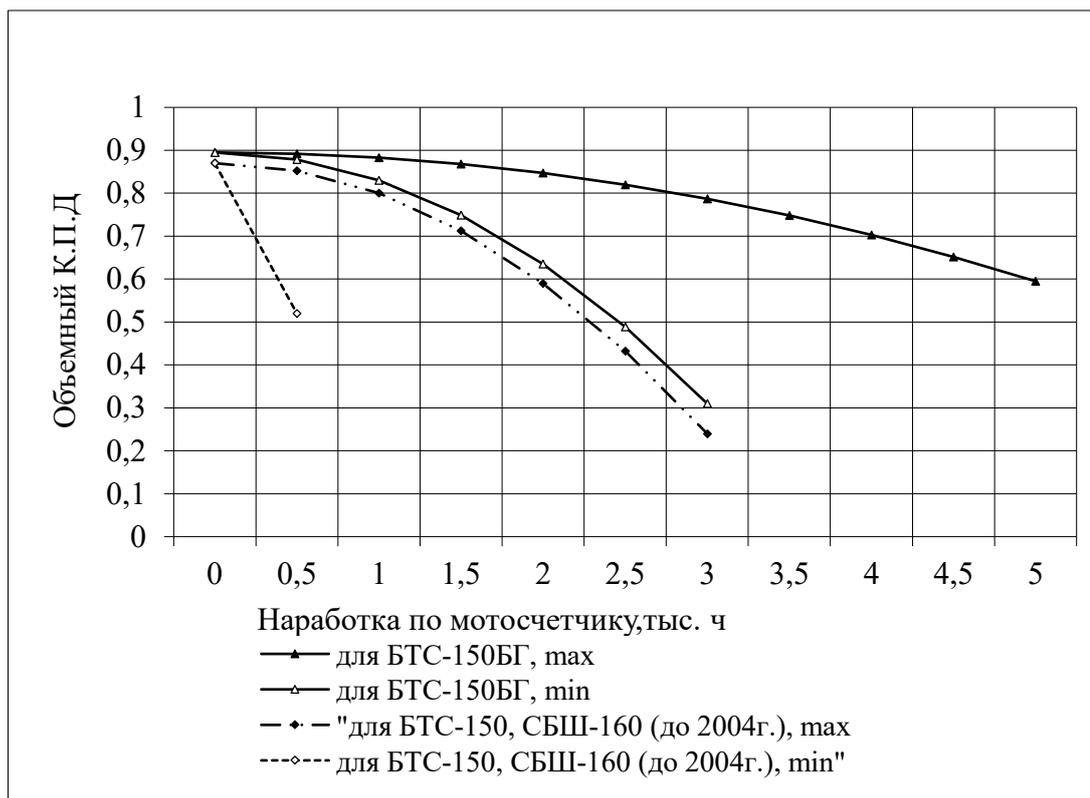


Рисунок 3.5 – Изменение объемного КПД привода вращения бурового става

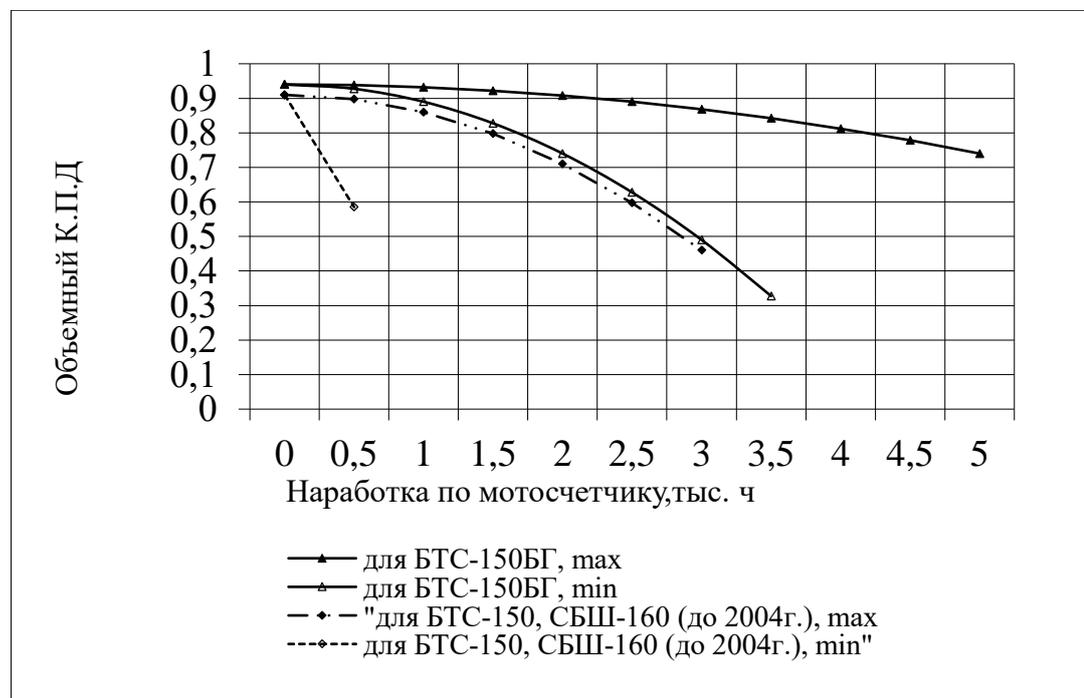


Рисунок 3.6 – Изменение объемного КПД привода подачи бурового става

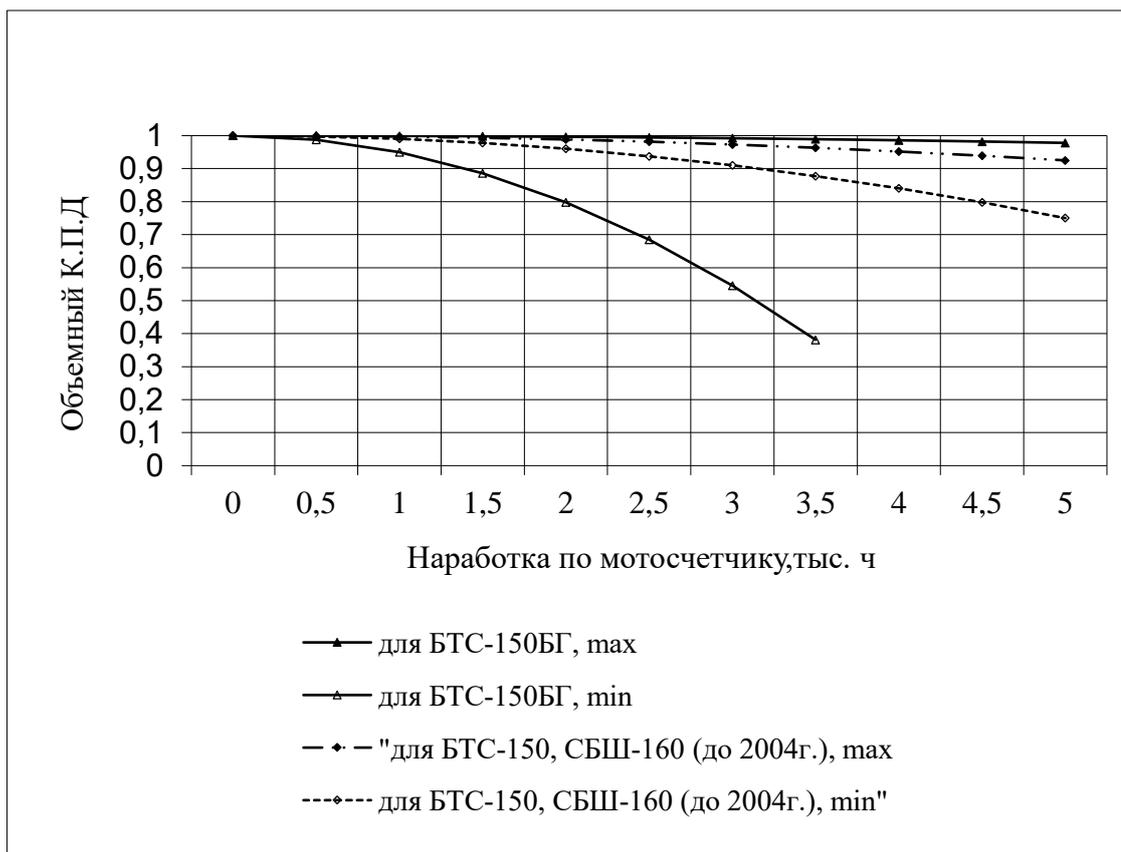


Рисунок 3.7 – Изменение объемного КПД гидроцилиндров подачи

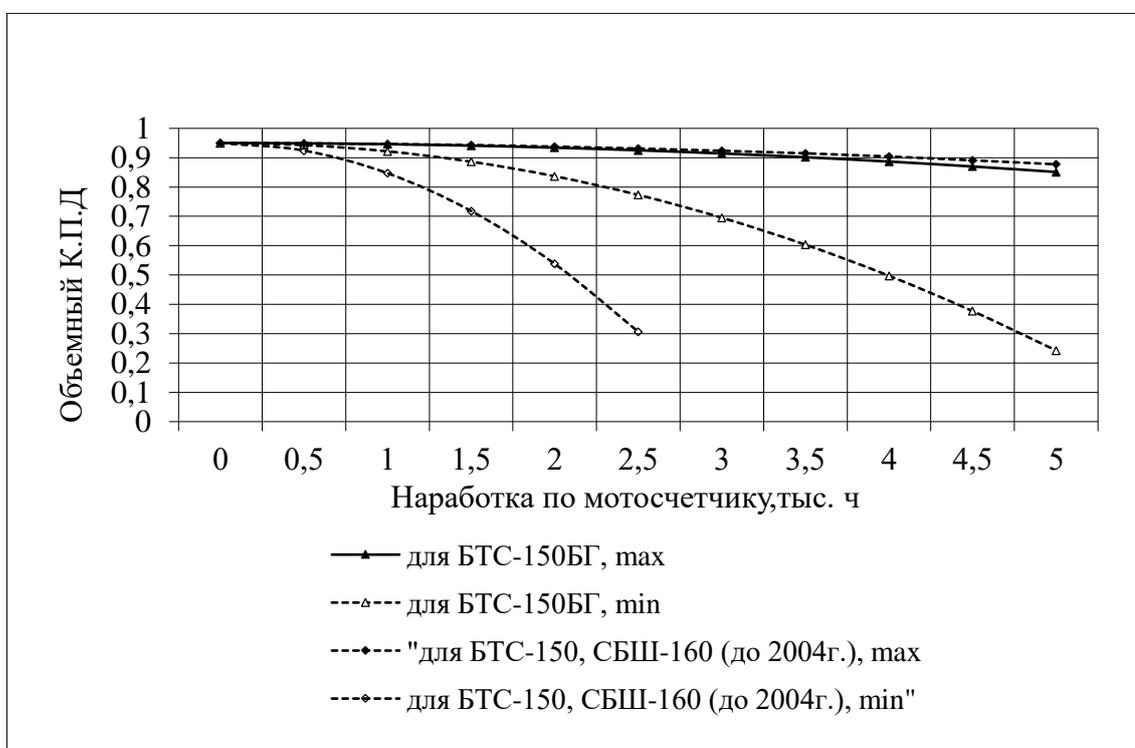


Рисунок 3.8 – Изменение объемного КПД аксиально-поршневых гидромашин привода вращения

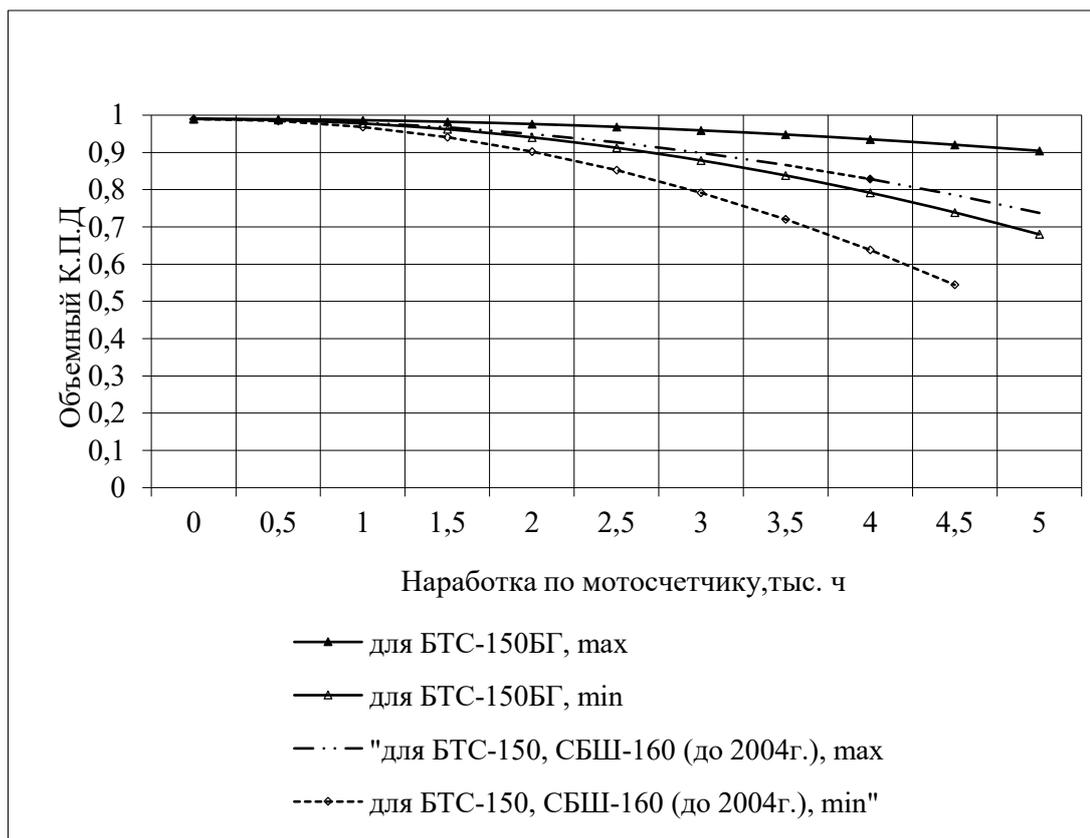


Рисунок 3.9 – Изменение объемного КПД золотниковых распределителей

Из анализа полученных зависимостей следует, что для коротких временных интервалов характер изменения объемного КПД основных типов гидроаппаратов в инженерных расчетах можно приближенно считать линейным.

3.5. Определение предельных значений объемного коэффициента полезного действия для привода вращения и подачи бурового става

Для определения предельных допустимых значений объемного КПД гидропривода, являющегося важнейшим показателем его состояния, широко применяется технико-экономический подход. Он основан на предположении, что предельные значения объемного КПД должны определяться сроком службы, при котором суммарные потери стоимости невыполненного объема работы превышают стоимость замены гидроагрегатов. Влияние объемного КПД на производительность гидропривода. Снижение объемного КПД напрямую

сказывается на производительности гидропривода, и этот эффект варьируется в зависимости от конфигурации системы и режима ее работы.

В приводах, работающих ниже настройки предохранительного клапана, падение КПД приводит к снижению производительности уже с самого начала эксплуатации. В приводах, функционирующих в зоне настройки предохранительного клапана, снижение КПД проявляется после достижения им определенного уровня, когда суммарный расход через клапан и гидродвигатель становится меньше критического значения. Реальные условия эксплуатации и практические предельные значения. На практике требования к срокам замены гидроаппаратов, обоснованные экономической целесообразностью, не всегда соблюдаются из-за ряда организационно-технических проблем. Поэтому для мобильных машин, таких как используемые в транспортном строительстве, предельным значением объемного КПД принято считать такое, при котором машина теряет работоспособность либо непосредственно, либо в течение короткого промежутка времени, предшествующего очередному техническому обслуживанию.

Допустимые предельные значения объемного КПД для машин транспортного строительства. В зависимости от режима работы гидросистемы допустимые нижние пределы объемного КПД для машин транспортного строительства, согласно исследованиям [18, 40], составляют:

- легкий режим: 0,5...0,6;
- средний режим: 0,6...0,7;
- тяжелый режим: 0,7...0,8;
- весьма тяжелый режим: более 0,8.

Анализ режимов эксплуатации гидроприводов в машинах транспортного строительства показал, что они, как правило, находятся в диапазоне от легкого до тяжелого. Следовательно, предельно допустимые значения объемного КПД для этих машин лежат в диапазоне: 0,6...0,8

Долгосрочное влияние падения объемного КПД помимо непосредственного

влияния на производительность гидропривода, падение объемного КПД также может иметь долгосрочные последствия. По мере снижения КПД растет количество энергии, рассеиваемой в виде тепла. Это приводит к повышению температуры гидрожидкости, что негативно влияет на ее свойства и срок службы. Высокая температура также может вызвать термическое старение материалов гидроаппаратов, что в конечном итоге снижает срок службы всего гидропривода. В качестве мер контроля состояния и профилактики отказов, а также для обеспечения эффективной эксплуатации гидропривода важно регулярно отслеживать объемный КПД и принимать меры по устранению факторов, приводящих к его снижению.

К таким мерам относятся:

- периодическое техническое обслуживание, включая замену изношенных компонентов;
- использование гидрожидкостей высокого качества и своевременную замену фильтров;
- оптимизация системы трубопроводов и устранение утечек;
- обучение операторов принципам правильной эксплуатации.

Для уточнения значений η приводов вращения и подачи бурового става принимаются следующие соображения: для приводов, работающих в режиме по давлению ниже настройки предохранительного клапана, критическое значение механической скорости проходки должно обеспечивать необходимую выработку объема продукции в заданный промежуток времени (например, между двумя ТО), т. е. критическая скорость:

$$V_{KP} = \frac{W}{k_1 t} \quad \text{или} \quad n_{KP} = \frac{W}{k_2 t}, \quad (3.14)$$

где: W – необходимая суммарная выработка;

t – наработка привода (заданный промежуток времени);

$k_1; k_2$ – коэффициенты пропорциональности, связывающие скорость движения штока гидроцилиндра или скорость вращения вала гидромотора (соответственно)

с производительностью рабочего органа машины.

Тогда критическое значение объемного КПД для привода подачи (привод с гидроцилиндром):

$$\eta_{KP} = \frac{V_{кр} \cdot S_{гц}}{q_n \cdot n_n} = \frac{W \cdot S_{гц}}{k_1 \cdot t \cdot q_n \cdot n_n} . \quad (3.15)$$

где: $S_{гц}$ – площадь рабочей полости гидроцилиндра привода подачи;

q_n – рабочий объем приводного насоса;

n_n – скорость вращения вала насоса.

Критическое значение объемного КПД для привода вращения:

$$\eta_{KP} = \frac{V_{кр} \cdot q_{гм}}{q_n \cdot n_n} = \frac{W \cdot q_{гм}}{k_2 \cdot t \cdot q_n \cdot n_n} , \quad (3.16)$$

где:

$q_{гм}$ – рабочий объем гидромотора привода вращения бурового става;

Для приводов, работающих при давлении, определяемом настройкой предохранительно-переливного клапана, в качестве особенности следует указать то обстоятельство, что для стабильной работы клапана необходимо обеспечить некоторый постоянный расход через него. Этот расход не может быть меньше определенной величины, которая зависит от типа и конструкции клапана – $Q_{кл}$.

Тогда:

$$\eta_{кр} = \left[\frac{W \cdot S_{гц}}{k_1 \cdot t} + Q_{кл} \right] \frac{1}{q_{n_n} \cdot n_n} \quad \text{или}$$

$$\eta_{кр} = \left[\frac{W \cdot q_{гм}}{k_2 \cdot t} + Q_{кл} \right] \frac{1}{q_{n_n} \cdot n_n} . \quad (3.17)$$

Очевидно, что для разных условий работы значения $\eta_{кр}$ будут разными.

Для буровых машин транспортного строительства типа БТС-150 авторами работ [17, 18, 54] установлено, что для привода вращения бурового става значения $\eta_{кр}$ составляют:

для пород VI...VII категории по СНиП – 0,5...0,51;

для пород X...X1 категории по СНиП – 0,75...0,76.

Для привода подачи става значения $\eta_{кр}$ сведены в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Критические параметры гидропривода подачи буровых тракторных станков

Порода по СНиП	VI...VII категории грунтов	X...XI категории грунтов
Механическая скорость проходки	30 м/ч	20 м/ч
Минимально допустимый объемный КПД	0,7	0,5

Рассматривая вопрос о минимально допустимой нижней границе падения объемного КПД и о максимально допустимых величинах объемных потерь в гидроаппаратах, составляющих привод того или иного механизма, следует отметить, что в большинстве литературных источников [2, 3, 6, 10, 12, 17, 19, 20, 40, 42, 45, 54, 58, 65, 66, 70, 71, 72, 75, 86, 87, 89, 92]. В литературных источниках по теме настоящего исследования однозначные рекомендации на этот счет отсутствуют. В инженерных расчетах общий объемный КПД отдельной гидравлической цепочки аппаратов определяют следующим образом [17, 18];

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3, \quad (3.18)$$

где η – общий объемный КПД;

η_1 – объемный КПД насоса;

η_2 – объемный КПД группы контрольно-распределительных аппаратов;

η_3 – объемный КПД гидродвигателя.

Следовательно, минимально допустимое значение объемного КПД для отдельного гидроаппарата можно будет рассчитать согласно выражениям:

$$\begin{aligned} \eta_{1min} &= \eta_{min} / \eta_{2max} \eta_{3max}; \\ \eta_{2min} &= \eta_{min} / \eta_{1max} \eta_{3max}; \\ \eta_{3max} &= \eta_{min} / \eta_{2max} \eta_{1max}. \end{aligned} \quad (3.19)$$

В условиях реальной эксплуатации гидроприводов строительных, дорожных и других мобильных машин, в частности буровых тракторных станков, иногда возникает ситуация, когда общий объемный КПД привода достигает минимально

допустимого значения, в то время как объемный КПД отдельных гидравлических агрегатов продолжает оставаться в пределах допустимых значений. В таком случае, очевидно, необходимо применять метод выборочной замены гидравлических агрегатов. В качестве критерия замены можно предложить параметр, характеризующий отношение изменения величины КПД – $\Delta\eta$ к общей стоимости собственно аппарата C_1 и стоимости производства работ C_2 [17, 18]:

$$k_3 = \Delta\eta/C = (\eta_1 - \eta_0)/C, \quad (3.20)$$

где η_0 – полный объемный КПД всего гидропривода до замены некоторого аппарата (как правило, с наихудшими параметрами);

η_1 – объемный КПД гидропривода после одной или нескольких замен.

При этом, выполняя ремонтные работы, следует стараться, чтобы соблюдалось условие:

$$k_3 \rightarrow \max. \quad (3.21)$$

3.6 Влияние конструктивных изменений на параметры надежности бурового става

Известно, что для машиностроительных изделий, в том числе машин транспортного строительства, весь жизненный цикл можно разделить на три основных периода [17, 18]:

I – период отказов элементов со скрытыми дефектами (период приработочных отказов);

II – период нормальной работы;

III – период отказов вследствие ускоренного старения элементов, износные отказы.

Для периода нормальной работы характерно примерно постоянное значение величины λ . Это объясняется тем, что в период нормальной работы абсолютно преобладают отказы, имеющие внезапный характер проявления. Они, в свою очередь, вызваны, как правило, ошибками машинистов и небрежностью при

выполнении плановых технических обслуживаний (ТО) [20, 70, 71]. Период нормальной работы для буровых станков типа БТС-150 составляет примерно 1500 ч (по данным завода-изготовителя и работ [17, 42, 54]).

Для $\lambda = const$:

$$Q(t) = e^{-\lambda t}$$

Такой закон изменения вероятности безотказной работы называется экспоненциальным.

Одним из вариантов повышения надежности и долговечности работы основных приводов буровых машин типа БТС-150 является упрощение конструкции привода вращения, предполагающее, во-первых, отказ от редуктора в составе привода и, во-вторых, замену низкомоментного аксиально-поршневого гидромотора высокомоментным радиально-поршневым (типа МРФ) (раздел 5).

Необходимо рассмотреть влияние предлагаемых конструктивных изменений на параметры надежности бурового става в период нормальной эксплуатации.

Когда преобладающим фактором являются псевдовнезапные отказы, они хорошо описывается с помощью экспоненциального закона.

Из теории надежности машин и механизмов известно [17, 44], что чем меньше число элементов в системе, тем больше ее надежность при отсутствии резервирования.

Отечественная промышленность сегодня выпускает высокомоментный гидромотор типа МРФ, обладающий достаточным крутящим моментом, согласно заявленным характеристикам, для того чтобы обеспечить необходимые усилия на шарошечном долоте при бурении скальных пород. Это дает возможность создать привод без промежуточного редуктора между гидромотором и буровым ставом.

Безредукторный вариант конструкции предполагает отказ от применения вращателя. В новой конструкции применяется высокомоментный гидромотор. Он имеет более высокий крутящий момент (3600 Н·м против 2800 Н·м на выходном валу вращателя) при аналогичной частоте вращения (240 об/мин). Для сглаживания колебаний вращения при бурении неоднородных пород, устанавливается зубчатая

муфта, которая, имея высокую массу, будет выполнять функцию маховика [32].

Применяемый в настоящее время маховик в приводе вращения бурового става БТС-150 (серийно выпускаемой машины) имеет следующие параметры.

Для муфты типа МЗП-4 имеем: номинальный момент 560 кГм, маховый момент 1,8 кГм², масса 76 кГм.

Преимуществами безредукторного привода являются:

- упрощение конструкции;
- уменьшение вибраций;
- отсутствие эксцентриситета относительно направляющих;
- уменьшение количества движущихся частей (исключается редуктор вращателя, включающий зубчатое колесо, шестерню и две пары подшипников);
- использование, по большей части, серийно изготавливаемых, доступных элементов.

Все перечисленное положительно повлияет на уровень ремонтпригодности, надежности и долговечности.

Разрабатываемое оборудование представляет собой гидромотор 3, соединенный с муфтой МЗП, одна из полумуфт 4 которой выполняет функцию маховика и обоймы для вкручивания буровых штанг. Усилие подачи создают гидроцилиндры 1 [32].

Отличия предлагаемого решения от нынешней конструкции:

- исключается вращатель и аксиально-поршневой гидромотор 310.2.250.00, заменяя их совокупность на высокомоментный радиально-поршневой гидромотор МРФ1000/25М1;
- для сглаживания колебаний вращения при бурении неоднородных пород устанавливается зубчатая муфта типа МЗП-4, которая благодаря своей массе будет выполнять функцию маховика;
- для восприятия осевой нагрузки от цилиндров подачи устанавливается между опорной плитой и муфтой опорный перекрестный подшипник.

Основные преимущества новой конструкции:

– конструкция расположена вдоль оси симметрии опорной плиты; как гидромотор, так и гидроцилиндры оказывают уравновешенное давление на плиту и направляющие, не создавая момента относительно последних [32];

– гидромотор почти напрямую воздействует на буровую штангу и, вследствие отсутствия редуктора, почти не вызывает высоких вибраций при работе и имеет большой КПД;

– простора конструкции. Отсутствие редуктора исключает из технологического процесса одну из самых трудоемких операций – изготовление корпуса вращателя и зубчатых передач.

Как известно, вероятность безотказной работы системы при последовательном соединении n элементов:

$$P(t) = p_1(t) \cdot p_2(t) \cdot \dots \cdot p_n(t), \quad (3.22)$$

где p_i – отказ i -го элемента.

Очевидно, что чем больше элементов соединено в последовательную схему, тем ниже окажется надежность всей системы. Машины и изделия с многоэлементным последовательным соединением имеют небольшую надежность, т. к. безотказность их работы не может быть выше самого ненадежного элемента [16]. Отказ любого из этих элементов ведет к простоею машины.

Используя данные работ [17, 18, 70, 71], можно оценить привод вращения бурового става БТС-150 с точки зрения надежности.

Далее необходимо рассмотреть редукторную схему на примере привода бурового тракторного станка БТС-150, включающую в себя аксиально-поршневые гидронасос и гидромотор, быстроходную и тихоходную передачи.

В итоге:

$$P_1(t) = p_{11}(t) \cdot p_{12}(t) \cdot p_{13}(t) \cdot p_{14}(t). \quad (3.23)$$

Тогда как для безредукторной схемы бурового става вероятность безотказной работы, с учетом того, что привод включает в себя: аксиально-поршневой гидронасос, высокомоментный гидромотор, упорный подшипник, зубчатую муфту:

$$P_2(t) = p_{21}(t) \cdot p_{22}(t) \cdot p_{23}(t) \cdot p_{24}(t). \quad (3.24)$$

Как известно из теории надежности, для периода нормальной работы объекта преобладающим является экспоненциальный закон распределения [17, 18, 70, 71]:

$$P(t) = e^{-\lambda t} \quad (3.25)$$

Соответственно, интенсивность отказов $\lambda(t) = const$.

Для системы последовательно соединенных элементов общая интенсивность отказов будет определяться по формуле [17, 18, 70, 71]:

$$\lambda = \sum_{i=1}^n \lambda_i. \quad (3.26)$$

где λ_1 – интенсивность отказов привода с редуктором;

λ_2 – интенсивность отказов привода без редуктора с высокомоментным гидромотором.

Для оценки надежности необходимо определение следующих параметров:

- интенсивность отказов $\lambda(t)$;
- средняя наработка на отказ T_0 ;
- вероятность безотказной работы $P(t)$.

Согласно данным работы [16] считается, что для аксиально-поршневого гидронасоса, аксиально-поршневого и высокомоментного гидромоторов значение составляет:

$$\lambda_{11} = \lambda_{12} = \lambda_{21} = \lambda_{22} = 133 \cdot 10^{-6} \text{ (ч}^{-1}\text{)},$$

где λ_{11} , λ_{12} , λ_{21} , λ_{22} – интенсивность отказов двух аксиально-поршневых гидронасосов, низкомоментного аксиально-поршневого и высокомоментного гидромоторов соответственно. Для тихоходного и быстроходного валов, зубчатого колеса и шестерни [16, 72]:

$$\lambda_{13} = 170 \cdot 10^{-6} \text{ (ч}^{-1}\text{)}.$$

Таким образом, интенсивность отказов привода вращения бурового става с редуктором и низкомоментным гидромотором равна:

$$\lambda_I = 133 \cdot 10^{-6} + 133 \cdot 10^{-6} + 170 \cdot 10^{-6} + 90 \cdot 10^{-6} = 526 \cdot 10^{-6} \text{ (ч}^{-1}\text{)}.$$

Аналогично интенсивность отказов привода вращения бурового става с

высокомоментным гидромотором будет равна:

$$\lambda_l = 133 \cdot 10^{-6} + 133 \cdot 10^{-6} + 65 \cdot 10^{-6} + 6 \cdot 10^{-6} = 337 \cdot 10^{-6} \text{ (ч}^{-1}\text{)}.$$

Как известно, средняя наработка на отказ – это отношение суммарной наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки [16, 17, 71].

Средняя наработка на отказ в период нормальной эксплуатации машины (когда действует преимущественно экспоненциальный закон) определяется по формуле:

$$T_0 = \frac{1}{\lambda_{\text{общ}}}. \quad (3.27)$$

Тогда для привода с редуктором:

$$T_{01} = \frac{1}{526 \cdot 10^{-6}} = 1901 \text{ (ч)}.$$

Для безредукторного привода вращения бурового става:

$$T_{02} = \frac{1}{337 \cdot 10^{-6}} = 2967 \text{ (ч)}.$$

Учитывая, что при экспоненциальном законе распределения вероятность безотказной работы:

$$P(t) = e^{-\lambda t}, \quad (3.28)$$

где t – текущая координата наработки, которая обычно определяется по штатному мотосчетчику базового трактора.

Для привода вращения бурового става с редуктором имеем:

$$P(t) = e^{-526 \cdot 10^{-6} \cdot t}.$$

Для привода вращения бурового става без редуктора:

$$P(t) = e^{-337 \cdot 10^{-6} \cdot t}.$$

Согласно рекомендациям, приведенным в работах [17, 40, 70], критическим значением вероятности безотказной работы является 0,7–0,75 – период, когда необходимо проводить профилактические воздействия, обслуживание или, как минимум, проводить оценку состояния привода с целью определения необходимости зависимости от того, какая принята система технического

обслуживания: планово-предупредительная или по фактическому техническому состоянию, и в случае применения редукторного привода период, за который необходимо провести данные мероприятия, равен 500 ч наработки.

Графики изменения вероятности безотказной работы для варианта привода с редуктором и без него представлены на рисунке 3.10.

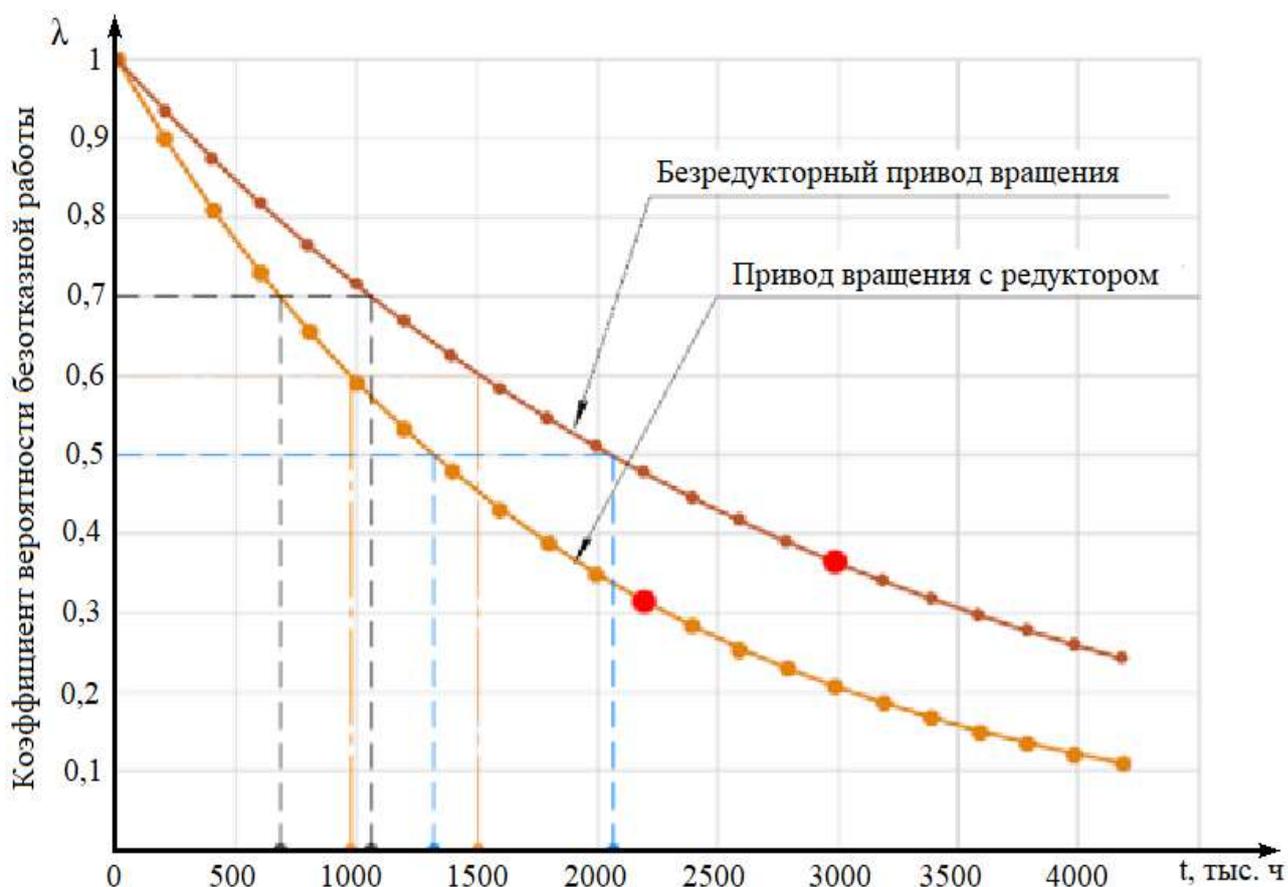


Рисунок 3.10 – Вероятность безотказной работы вращения бурового става с редуктором и без редуктора

Из анализа показателей надежности однозначно следует, что т. к. критический период для безредукторного привода вращения бурового става наступает позже на 500–700 ч наработки на отказ (рисунок 3.10), чем в случае привода с редуктором и низкомоментным гидромотором, то суммарные эксплуатационные затраты в первом случае будут существенно ниже. При этом стоимость всего механизма оказывается примерно такой же, как и в случае с редуктором. Данное соображение следует учитывать и при проектировании

перспективных систем привода для машин транспортного строительства.

Таким образом, одним из возможных основных направлений дальнейшего развития приводов вращения бурового става машин типа БТС-150 является отказ от редуктора, с одной стороны, с одновременным применением высокомоментного гидромотора типа МР, с другой стороны. Такие изменения, очевидно, приведут к некоторым конструктивным изменениям и в механизме подачи. В частности, это потребует замены одного гидроцилиндра подачи двумя.

3.7 Выводы по разделу 3

1 Анализ характера изменения объемного КПД гидропривода буровых машин транспортного строительства с учетом его взаимосвязи с процессом разработки грунта показал, что он может быть удовлетворительно описан зависимостью второго порядка.

2 Предельные значения объемного КПД гидропривода буровых машин как основного эксплуатационного параметра определяется главным образом конкретными условиями работы машины, и, в частности, физико-механическими характеристиками грунта (скальной породы).

3 Отказ от редуктора в приводе вращения бурового става при условии замены низкомоментного мотора высокомоментным повышает вероятность безотказной работы привода в период нормальной эксплуатации примерно в 1,5 раза, вне зависимости от того, какой уровень надежности принят за минимально допустимый.

4 КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ БУРОВОГО СТАВА И АНАЛИЗ ЕГО РЕЗУЛЬТАТОВ

4.1 Разработка компьютерной модели привода вращения бурового става

Для более подробного изучения процессов, протекающих в гидроприводе вращения бурового става, необходимо воспользоваться возможностями, которые на сегодняшний день обеспечивают современные программные продукты, в частности такие как SimulationX (Приложение Д).

SimulationX: Междисциплинарный Комплекс Симуляционного Моделирования SimulationX.

Модели SimulationX отличается интуитивно понятным графическим интерфейсом, который облегчает создание реалистичных моделей.

Библиотеки моделей, организованные по физическим разделам, предоставляют предварительно подготовленные компоненты, такие как гидравлические насосы, электрические двигатели и термостаты. Пользователи могут комбинировать компоненты из разных библиотек, создавая сложные системы, которые отражают реальные инженерные проекты.

Анализ и Оптимизация в Реальном Времени SimulationX позволяет анализировать поведение системы в режиме реального времени, предоставляя подробные данные, такие как давление, температура и скорости.

Пользователи могут настраивать параметры и наблюдать их влияние на систему, позволяя проводить итеративные процессы и находить оптимальные решения.

Набор отраслевых и настраиваемых параметров позволяет пользователям точно моделировать конкретные производственные компоненты и их взаимодействия.

Интегрированная Среда Моделирования SimulationX объединяет подготовку модели, ее решение и постобработку в единую среду. Это позволяет пользователям плавно переходить между различными этапами моделирования и быстро получать результаты. Результаты симуляции можно визуализировать в различных форматах, включая графики, анимации и интерактивные 3D-модели.

Возможности SimulationX:

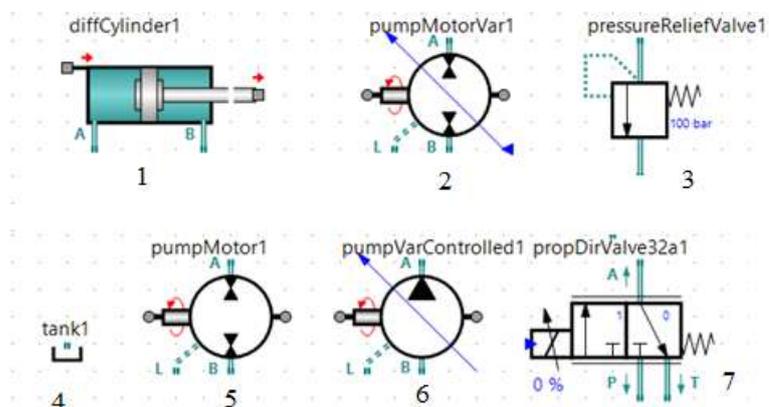
- моделирование системы во временной и частотной областях;
- моделирование переходных процессов в линейных и нелинейных системах;
- анализ и оптимизация системы в реальном времени;
- комплексный структурный и системный анализ;
- интегрированная подготовка модели, решение и постобработка;
- поддержка различных форматов импорта и экспорта;
- настраиваемые параметры для различных отраслей промышленности;
- документация и техническая поддержка мирового класса.

В целом, SimulationX - это мощный и универсальный инструмент, который позволяет инженерам и ученым создавать, анализировать и оптимизировать сложные мехатронные системы на всех этапах их жизненного цикла. Его междисциплинарный подход, предварительно подготовленные модели, интуитивный интерфейс и интегрированные возможности анализа делают его незаменимым ресурсом для разработки инновационных и высокоэффективных технических решений.

Дополнительные графики, полученные при моделировании процесса бурения машинами транспортного строительства, оснащенных гидроприводом, приведен в Приложении Д.

Библиотека Hydraulics представляет собой мощный инструмент для моделирования гидравлических схем. Она предоставляет библиотеку готовых компонентов и моделей различного уровня детализации, что позволяет пользователям легко создавать сложные гидравлические системы.

Расширенная база данных свойств жидкости включает обширную базу данных свойств жидкостей, таких как вода, гидравлические масла и растворители. В процессе моделирования учитываются свойства, необходимые для моделирования, такие как плотность, вязкость и теплопроводность, а также параметры давления, температуры и газовой фракции. Основные элементы гидравлической библиотеки представлены на рисунке 4.1.



1 – гидроцилиндр, 2 – насос-мотор реверсивный регулируемый, 3 – предохранительный клапан, 4 – гидробак, 5 – насос-мотор реверсивный, 6 – насос регулируемый; 7 – гидрораспределитель

Рисунок 4.1 – Элементы библиотеки Hydraulics (гидравлика)

Моделирование гидропривода производится в соответствии с ранее описанной динамической моделью.

В динамических моделях гидропривода, использованных в работах [54, 55, 56, 57], в качестве базового силового источника рассматривался ДВС и учитывалось наличие редуктора. Однако при внимательном рассмотрении схем расчета и результатов [33] можно заметить, что модели на самом деле строились без учета ряда особенностей, присущих рабочему процессу.

Для компьютерной модели используются стандартные блоки программного комплекса SimX:

1 модуль V-образного восьмицилиндрового дизельного двигателя номинальной мощностью 220 кВт и с номинальной скоростью вращения

1500 об/мин;

2 регулируемый гидронасос аксиально-поршневого типа с рабочим объемом 350 см³;

3 гидроаккумулятор, выравнивающий колебания в гидравлической системе;

4 предохранительный клапан, обеспечивающий сброс давления;

5 регулируемый высокомоментный гидромотор с рабочим объемом 1000 см³;

6 блок ввода и корректировки параметров;

7 элементарный блок преобразования вращательного движения в линейное перемещение. Речь идет не о механическом преобразователе типа реечной передачи;

8 блок массовой нагрузки;

9 блок сопротивления трению;

10 блок элементарного сигнала.

В программе SimulationX реализовано подключение для каждого типа соединения элементов (гидравлическое, механическое (линейное и вращательное), сигнальное (управляющее) воздействие), часть элементов подключается сразу по нескольким типам. Так, например, регулируемые гидромотор и гидронасос имеют по три типа подключений [19]:

1 гидравлическое (вход и выход);

2 механическое (вращательное);

3 сигнальное (управление регулируемым параметром).

Полное подключение схемы происходит следующим образом: от дизельного двигателя вращение передается по механическим соединениям на понижающую передачу, соединенную с валом регулируемого гидронасоса, питающегося от элементарного источника гидравлической жидкости.

На гидронасос воздействует управляющий сигнал «1». Гидронасос соединен с гидромотором, на который также воздействует равный «1» управляющий сигнал.

Механическое соединение гидромотора (вал гидромотора) подключено к элементарному блоку преобразования вращательного движения в поступательное.

В качестве нагрузки, действующей против перемещения, развиваемого при помощи гидромотора, выбрана связка массовой нагрузки (элементарным блоком масса) и блоком сопротивления, подключенным между блоком, массой и блоком преобразования вращательного движения в поступательное.

Моделирование процессов в среде SimulationX проводилось для двух случаев:

1 аксиально-поршневой гидромотор соединен с одноступенчатым редуктором (вращателем), моделирование проводилось для случая с гидропневмоаккумулятором и без;

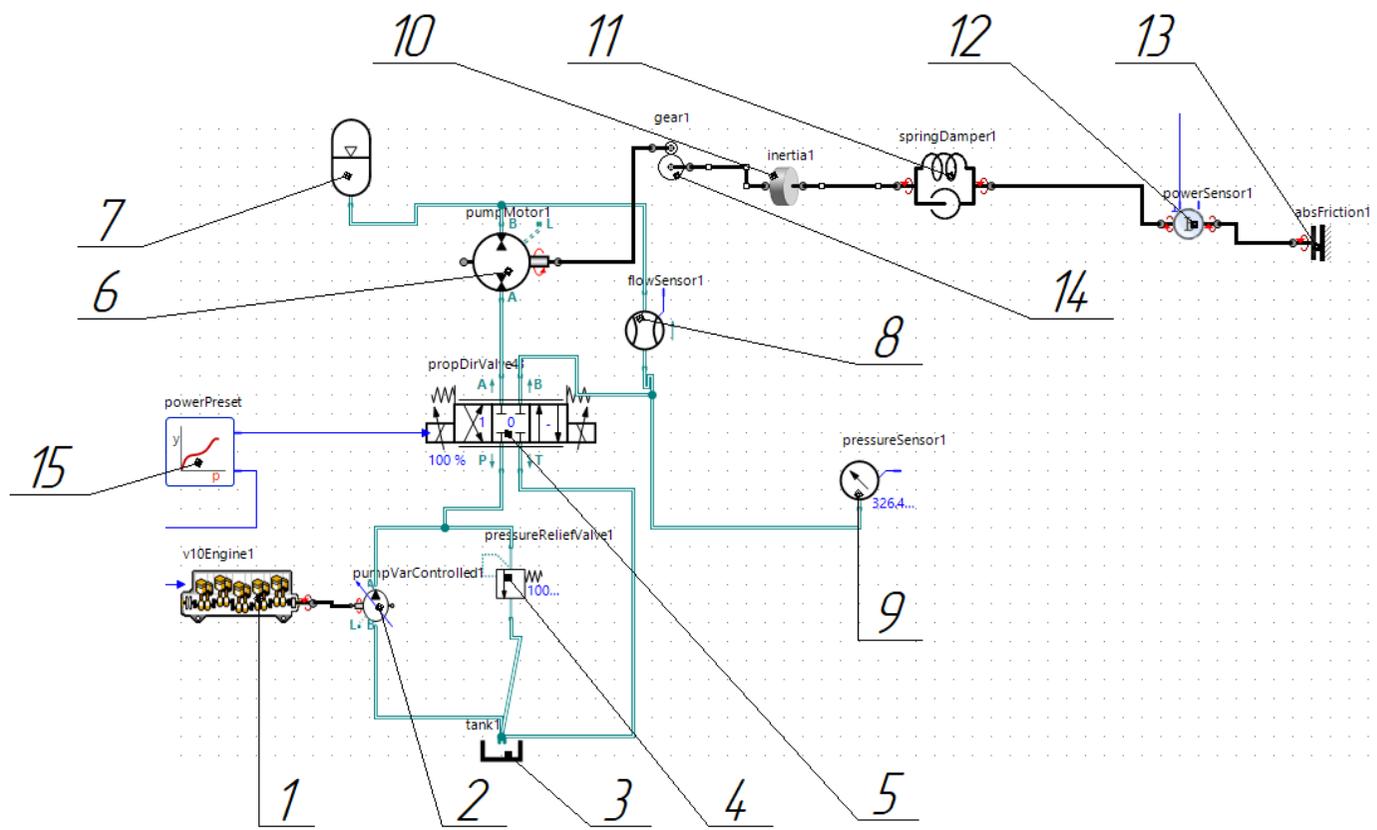
2 установлен высокомоментный гидромотор, моделирование проводилось для случая с гидропневмоаккумулятором и без.

На рисунках 4.2, 4.3 показаны принципиальные схемы компьютерных моделей для анализа работы привода вращения бурового става машин, серийно выпускаемых Можайским экспериментально-механическим предприятием (АО «МЭМП»).

Серийно выпускаемая машина БТС-150 имеет редуктор с передаточным числом $i = 3,76$ (см. раздел 1, а также раздел 5) и низкомоментный аксиально-поршневой гидромотор 310.250.00.00. (выпускаемый Екатеринбургским заводом «Пневмостроймашина»).

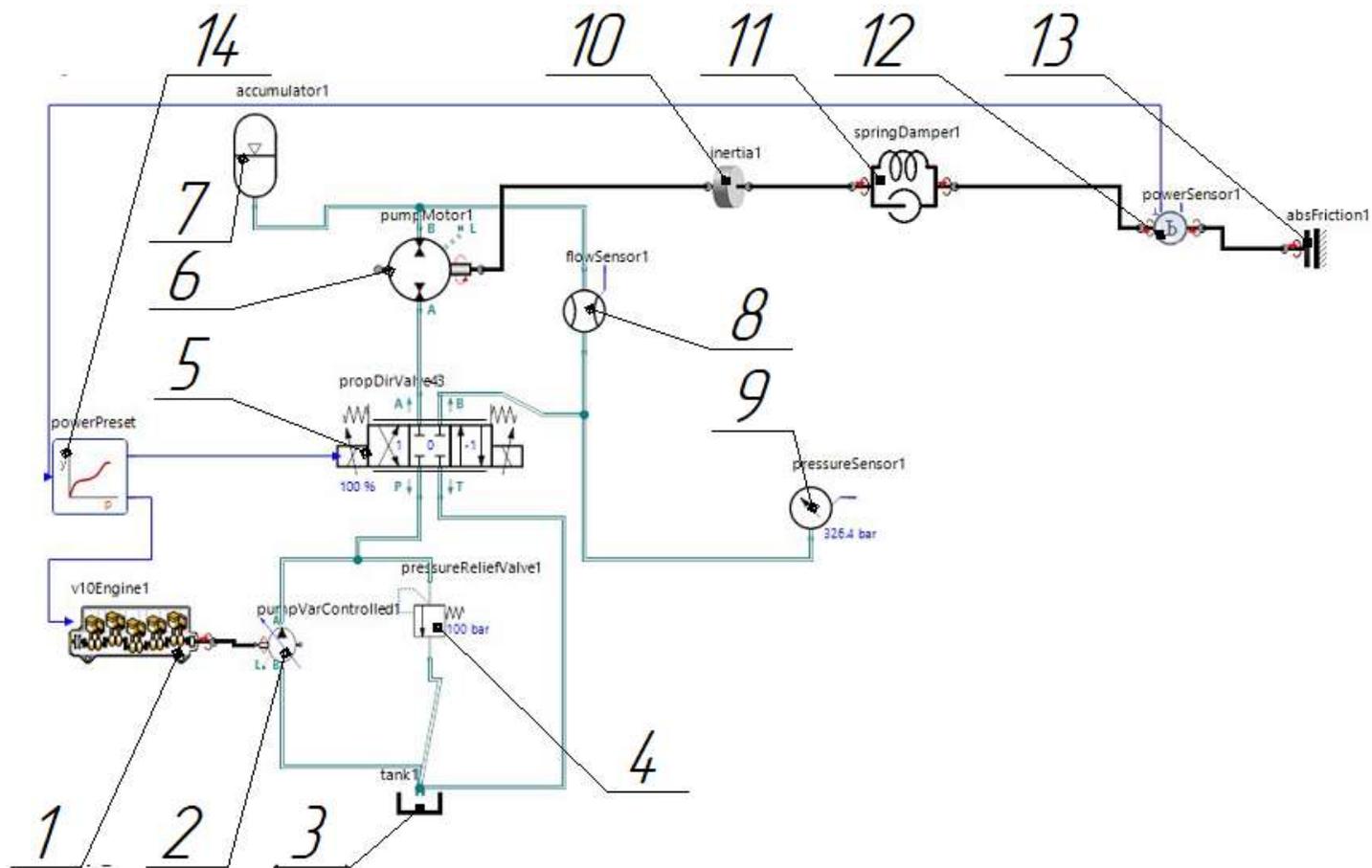
В предлагаемом решении отсутствует редуктор, что существенно упрощает и удешевляет конструкцию, и одновременно используется высокомоментный гидромотор МРФ-1000 (ПАО «Агрегатный завод», г. Людиново), за счет чего и становится возможным отказ от редуктора. Это упрощает производственный процесс, так как устанавливаемый в настоящее время одноступенчатый редуктор является несерийным, что в свою очередь, позволяет несколько удешевить производство машины и получить экономический эффект (см. приложение Е).

Схема компьютерной модели представлена на рисунке 4.3.



1 – ДВС, 2 – гидронасос, 3 – бак, 4 – предохранительный клапан, 5 – гидрораспределитель, 6 – гидромотор, 7 – гидропневмоаккумулятор, 8 – датчик расхода, 9 – датчик давления, 10 – инерция маховых масс, 11 – демпфер и пружина (имитация буровых штанг), 12 – датчик усилия на буровом стае, 13 – блок имитации крутящего момента на буровом стае (зависит от силы трения на трехшарошечном долоте, характеризует свойства породы), 14 – одноступенчатый редуктор, $i = 3,76$, 15 – программный блок для задания уровня параметров моделирования

Рисунок 4.2 – Схема привода вращения бурового става с низкомоментным гидромотором и редуктором



1 – ДВС, 2 – гидронасос, 3 – бак, 4 – предохранительный клапан, 5 – гидрораспределитель, 6 – гидромотор, 7 – гидропневмоаккумулятор, 8 – датчик расхода, 9 – датчик давления, 10 – инерция маховых масс, 11 – демпфер и пружина (имитация буровых штанг), 12 – датчик усилия на буровом стае, 13 – блок имитации крутящего момента

Рисунок 4.3 – Схема привода вращения бурового става высокомоментным гидромотором (без редуктора)

Графики изменения давления в приводе вращения бурового става, полученные в результате компьютерного моделирования в среде SimulationX представлены ниже на рисунках 4.4–4.7, а также в Приложении Д.

4.2 Анализ результатов моделирования

На графиках (рисунки 4.4-4.7) полученных для всех типов пород и режимов отчетливо выделяются три этапа, характерные для начального периода бурения:

I Период пуска. Характеризуется большой амплитудой колебаний давления – до 10 МПа. Длительность около 2 секунд.

II Период разгона. Характеризуется нарастанием давления в гидроприводе до уровня, ограниченного настройкой предохранительно-переливного клапана. Длительность около 8 секунд.

III Постоянный режим. Характеризуется относительно небольшим размахом колебаний давления от 0,15 до 0,4 МПа. При этом средняя величина соответствует давлению настройки предохранительно-переливного клапана.

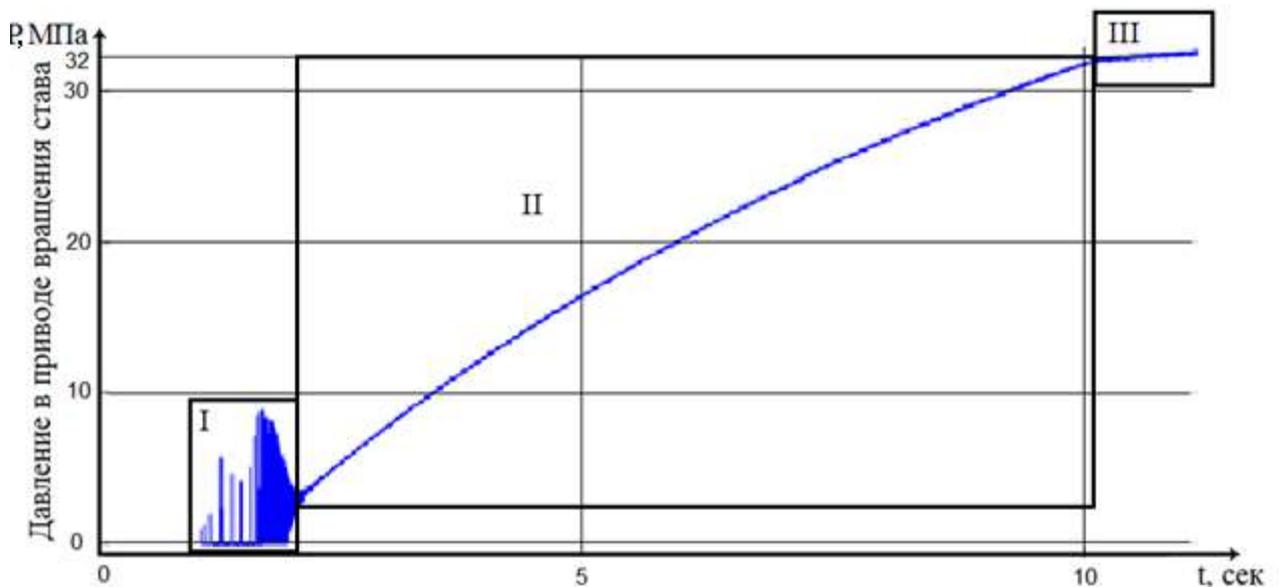


Рисунок 4.4 – Осевое усилие 2 тс, крепость породы $f = 10$ (по М.М. Протодяконову), привод с редуктором

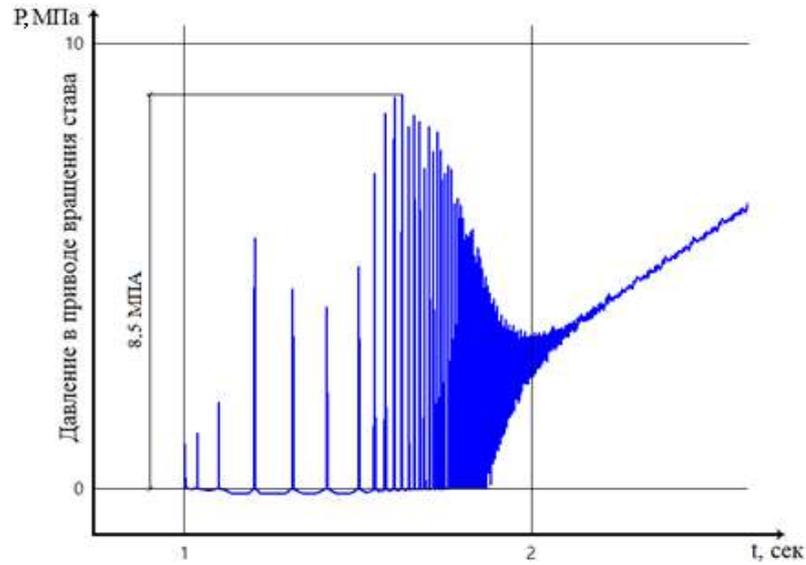


Рисунок 4.4а – Колебания давления в приводе вращения бурового става при пуске (осевое усилие 2 тс, крепость породы $f = 10$, привод с редуктором)

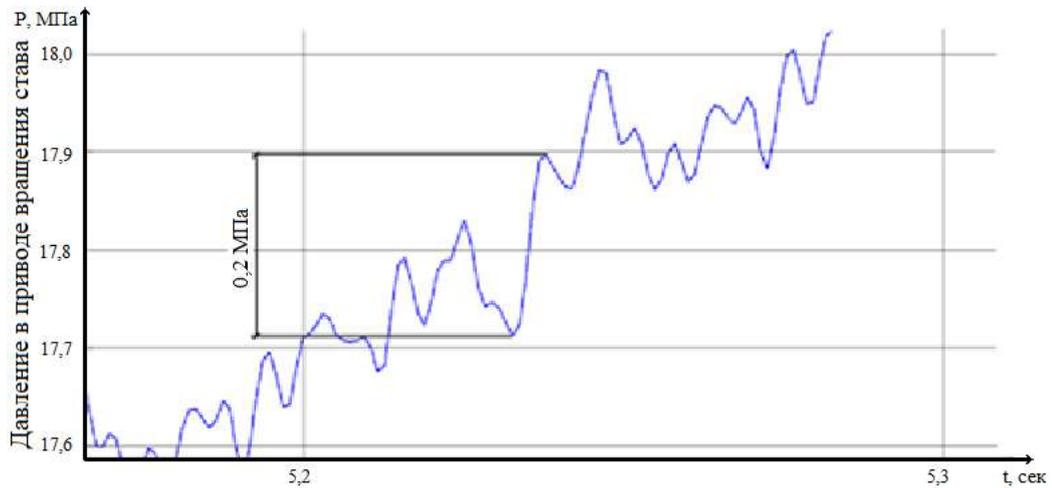


Рисунок 4.4б – Колебания давления в приводе вращения бурового става при разгоне (осевое усилие 2 тс, крепость породы $f = 10$, привод с редуктором)

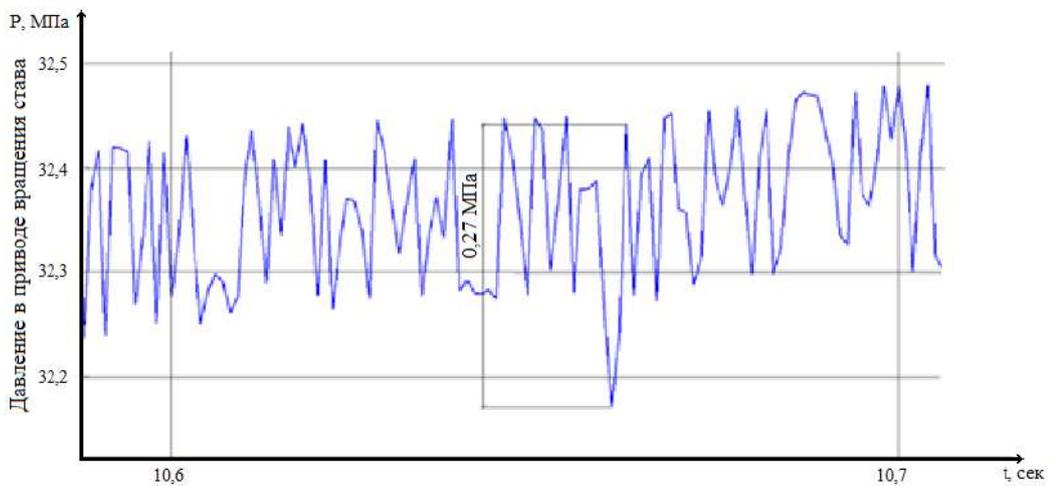


Рисунок 4.4в – Колебания давления в приводе вращения бурового става при установившемся режиме (осевое усилие 2 тс, крепость породы $f = 10$, привод с редуктором)

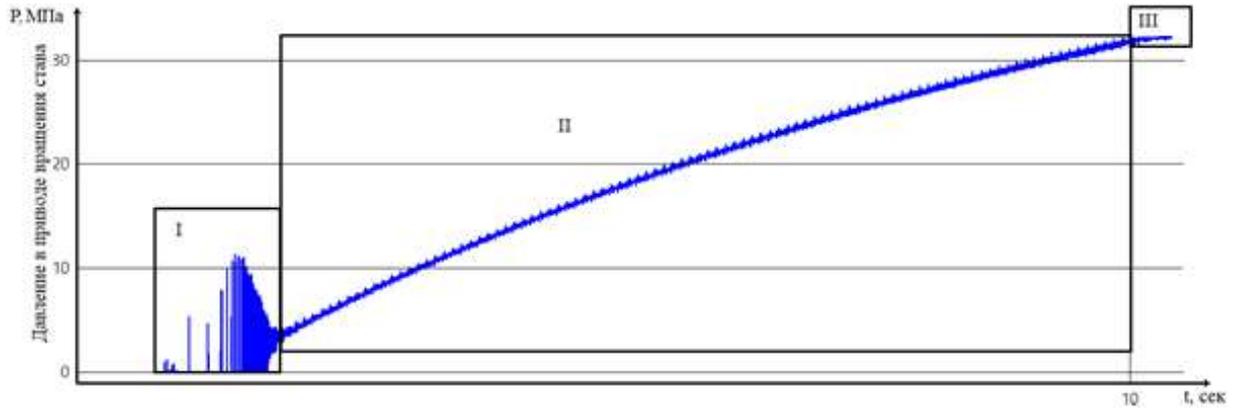


Рисунок 4.5 – Осевое усилие 10 тс, крепость породы $f = 10$, привод с редуктором

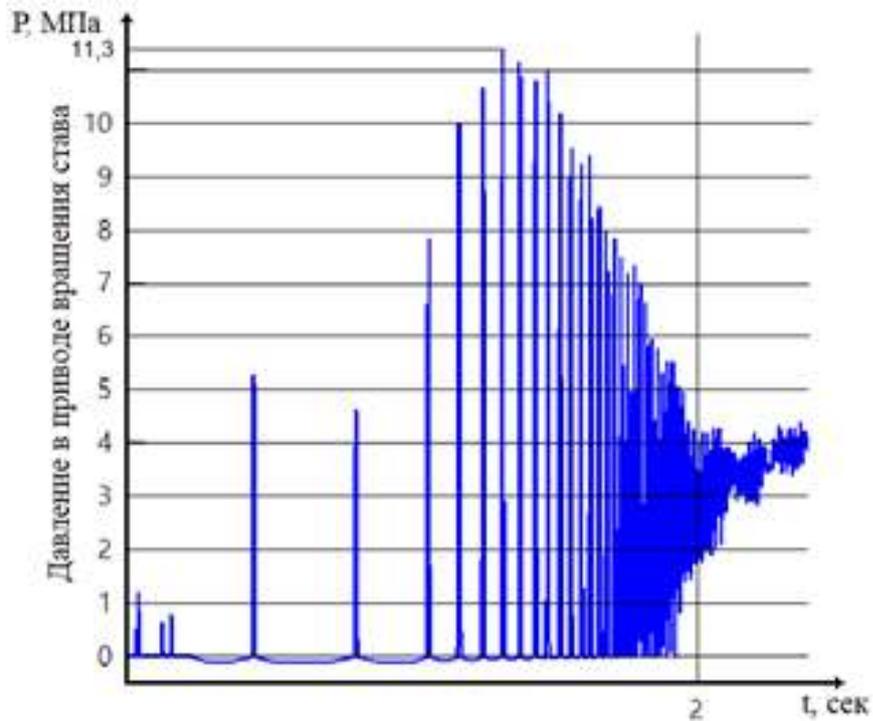


Рисунок 4.5а – Колебания давления в приводе вращения бурового става при пуске (осевое усилие 10 тс, крепость породы $f = 10$, привод с редуктором)

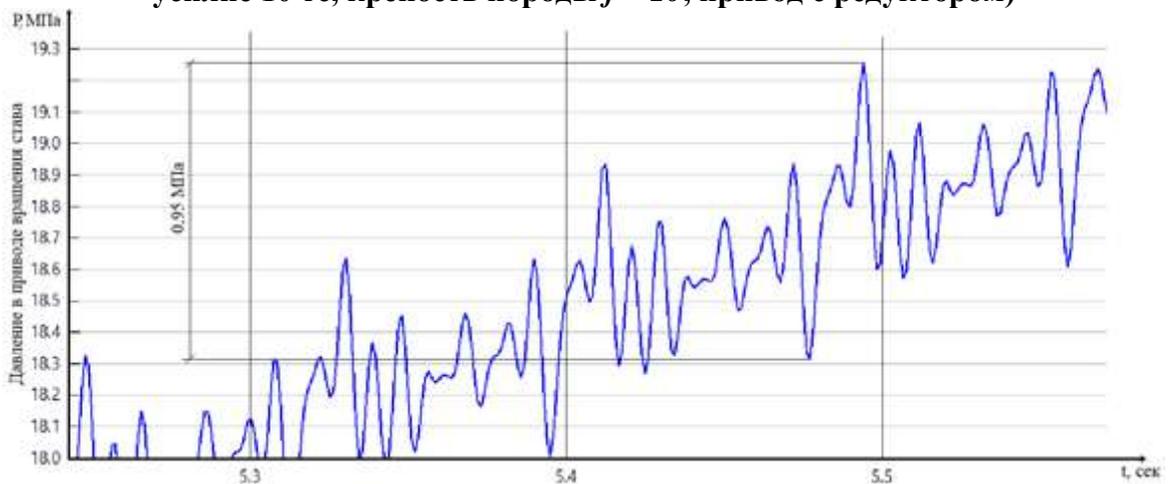


Рисунок 4.5б – Колебания давления в приводе вращения бурового става при разгоне (осевое усилие 10 тс, крепость породы $f = 10$, привод с редуктором)

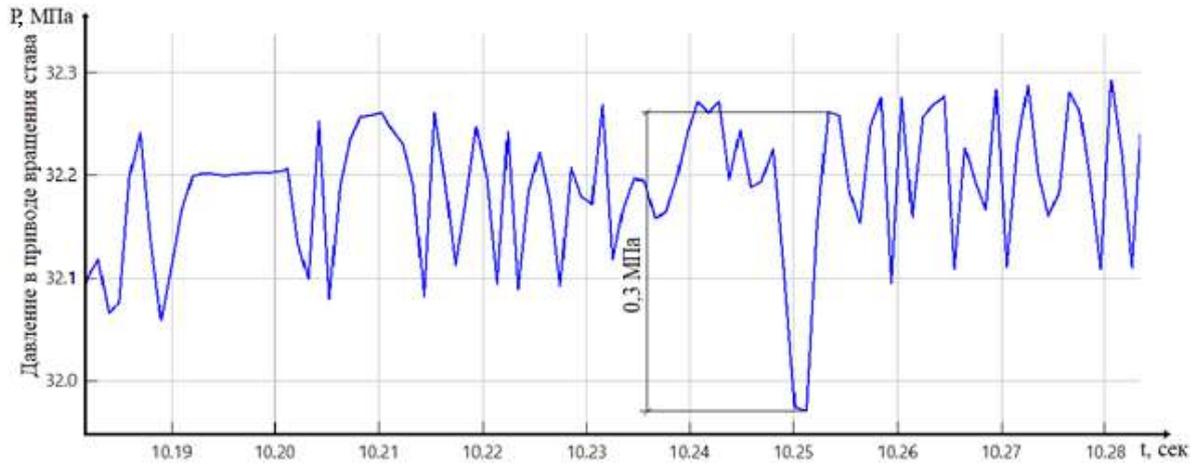


Рисунок 4.5в – Колебания давления в приводе вращения бурового става при установившемся режиме бурения (осевое усилие 10 тс, крепость породы $f = 10$, привод с редуктором)

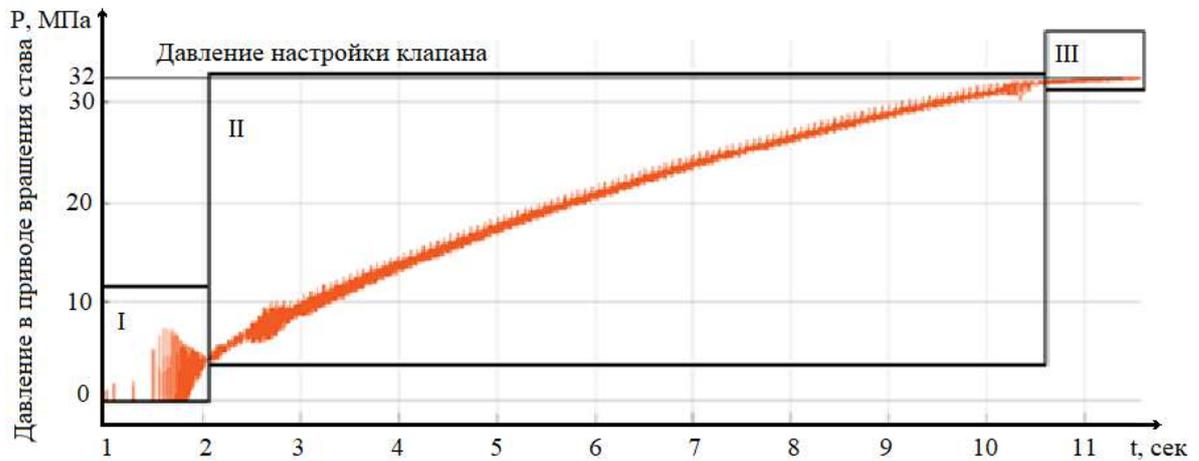


Рисунок 4.6 – Осевое усилие 2 тс, крепость породы $f = 10$, привод без редуктора

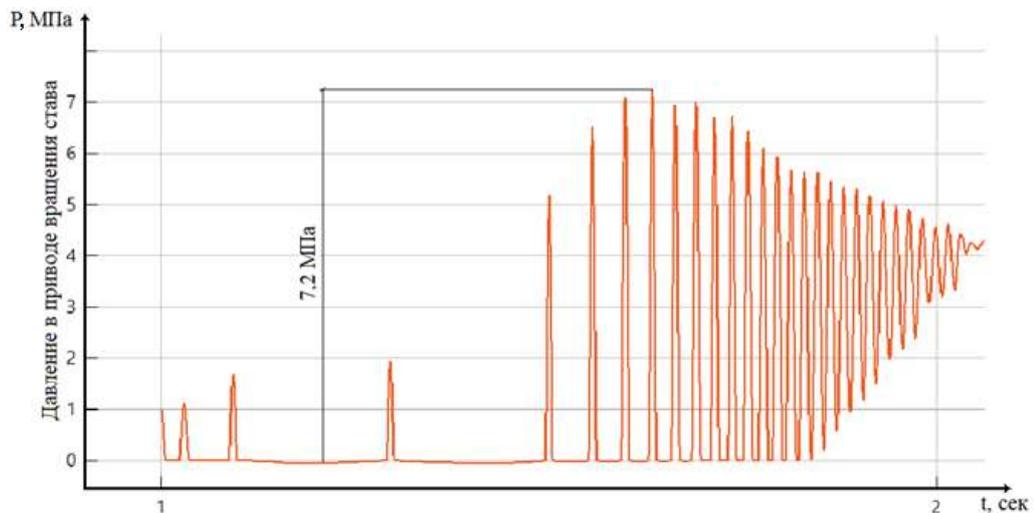


Рисунок 4.6а – Колебания давления в приводе вращения бурового става при пуске (осевое усилие 2 тс, крепость породы $f = 10$, привод без редуктора)

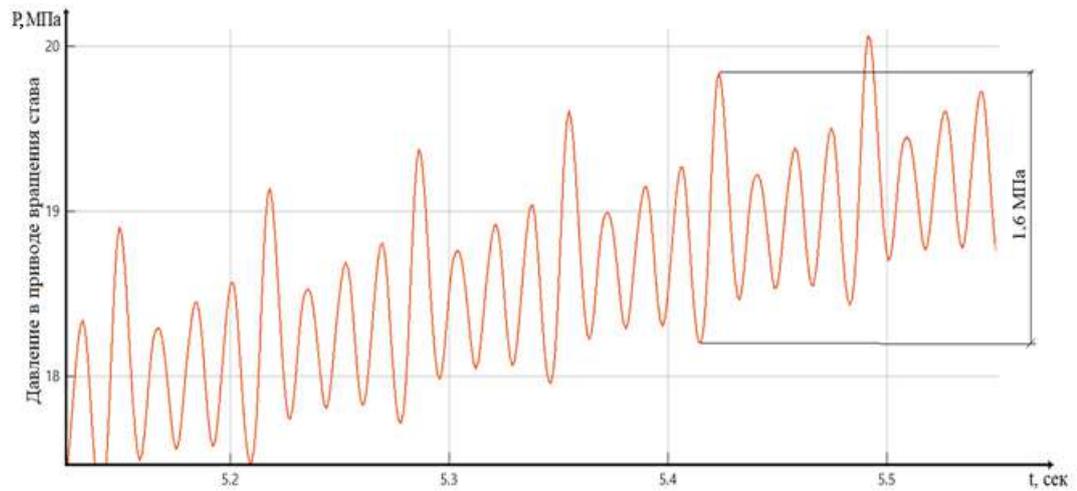


Рисунок 4.6б – Колебания давления в приводе вращения бурового става при разгоне (осевое усилие 2 тс, крепость породы $f = 10$, привод без редуктора)

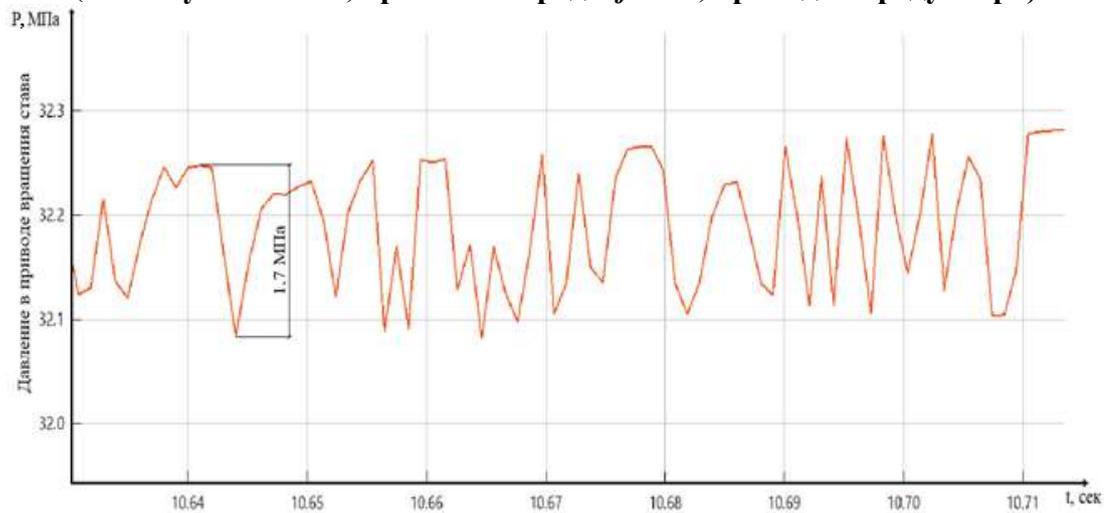


Рисунок 4.6в – Колебания давления в приводе вращения бурового става при установившемся режиме (осевое усилие 2 тс, крепость породы $f = 10$, привод без редуктора)

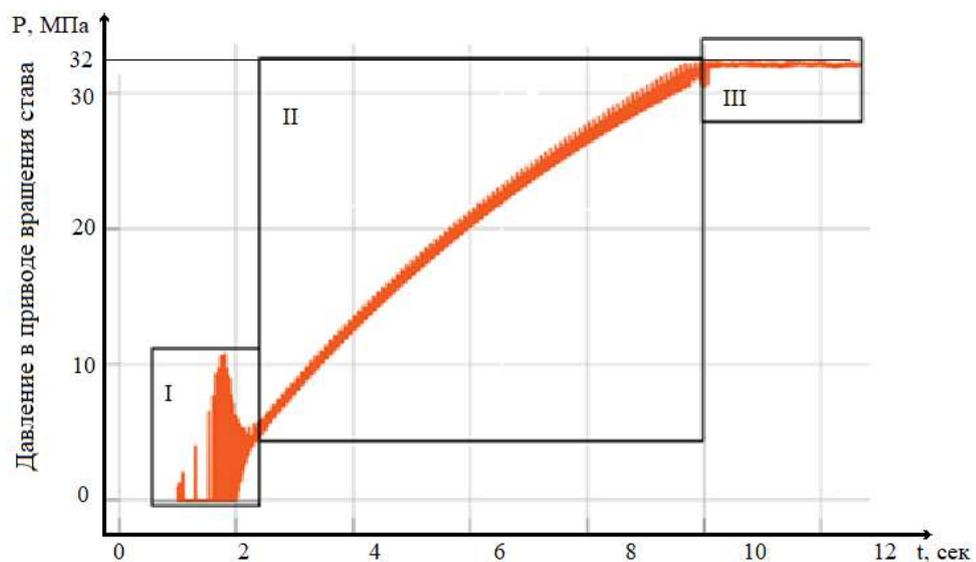


Рисунок 4.7 – Осевое усилие 10 тс, крепость породы $f = 16$, привод без редуктора

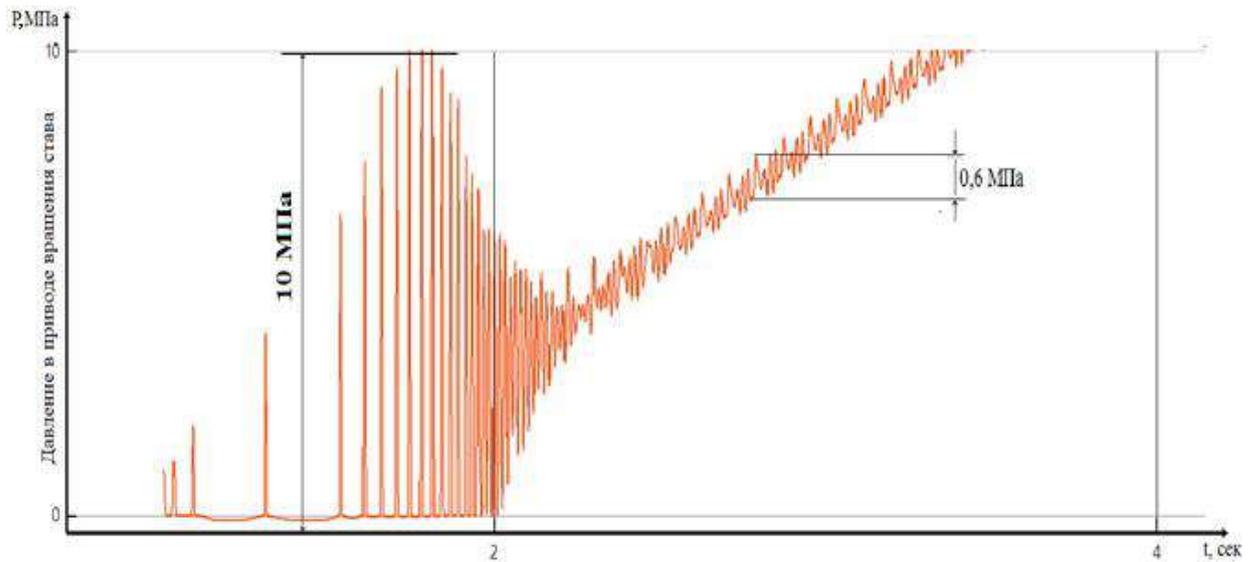


Рисунок 4.7а – Колебания давления в приводе вращения бурового става при пуске (осевое усилие 10 тс, крепость породы $f = 16$, привод без редуктора)

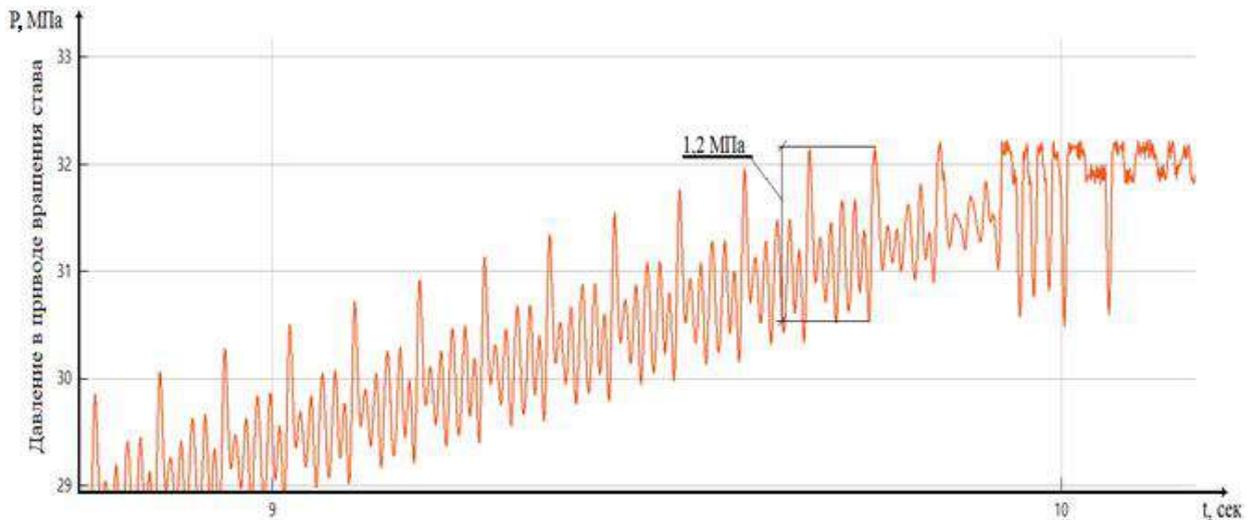


Рисунок 4.7б – Колебания давления в приводе вращения бурового става при разгоне (осевое усилие 10 тс, крепость породы $f = 16$, привод без редуктора)

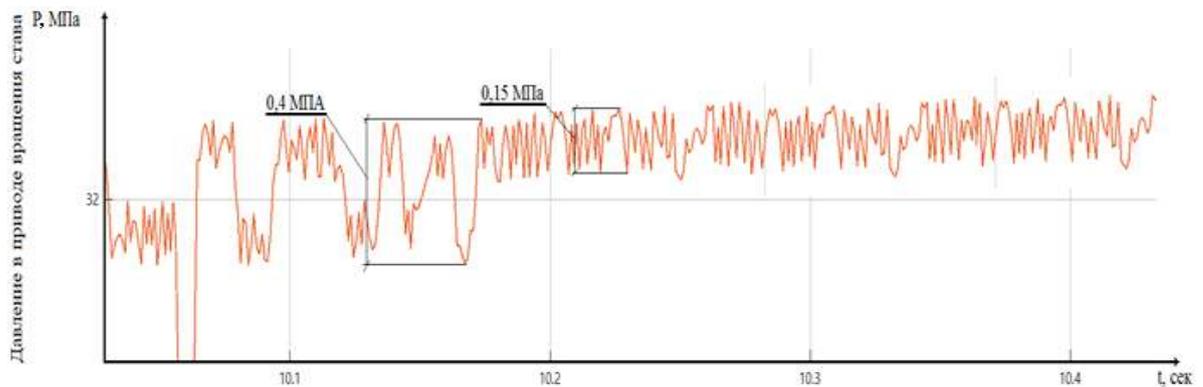


Рисунок 4.7в – Колебания давления в приводе вращения бурового става при установившемся режиме бурения. (Осевое усилие 10 тс, крепость породы $f=16$, привод без редуктора)

Более подробно графики изменения давления в приводе вращения бурового става как в случае с низкомоментным гидромотором и редуктором, так и в случае с высокомоментным гидромотором без редуктора приведены в Приложении Д.

Крутящий момент на буровом стае будет равен:

$$M_{кр} = \frac{q_{гм} \cdot P}{2\pi} \cdot i_p - \text{для привода с редуктором}; \quad (4.1)$$

$$M_{кр} = \frac{q_{гм} \cdot P}{2\pi} - \text{для привода без редуктора}, \quad (4.2)$$

где $q_{гм}$ – рабочий объем гидромотора (объемная постоянная), для низкомоментного гидромотора 310.2.250.00 – 250 см³ (привод с редуктором), для высокомоментного гидромотора типа МРФ 1000 – 1000 см³ (привод без редуктора);

P – давление в гидроприводе.

Из формулы (1.1) (раздел 1):

$$P_{ос} = \sqrt[n]{\frac{M_{кр}}{2,84 \cdot 10^{-3} \cdot k_1 \cdot D}} \cdot \frac{1}{(0,22)^n}, \quad (4.3)$$

где $P_{ос}$ – осевое усилие на буровом стае;

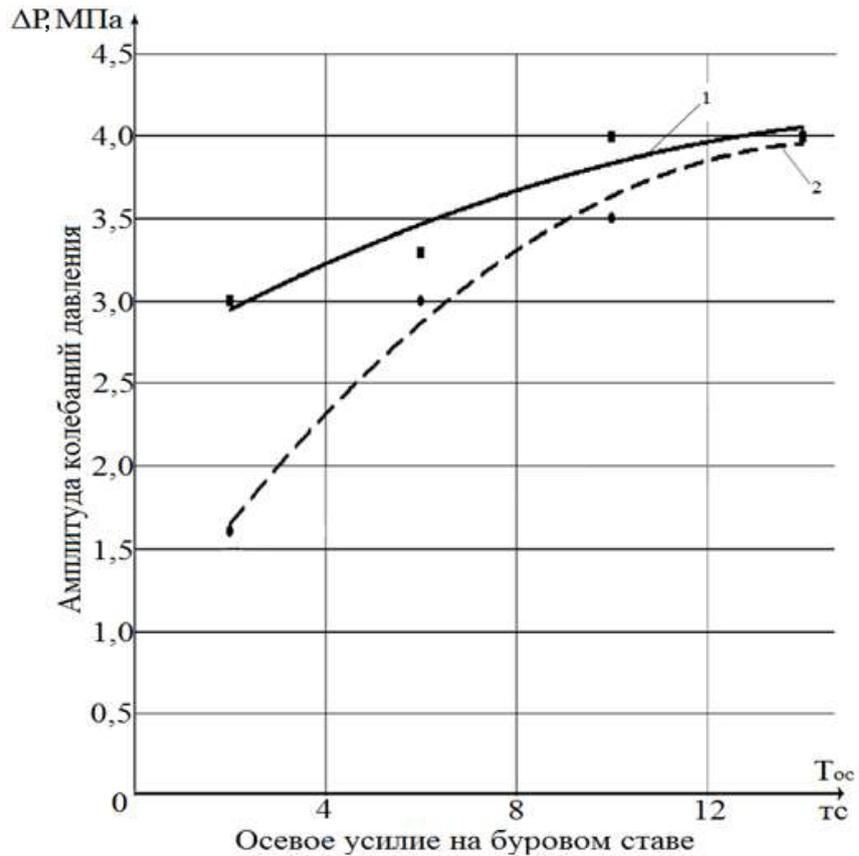
D – диаметр шарошечного долота;

n – показатель, зависящий от качества очистки скважины (для очень хорошей 1,25; для удовлетворительной 1,5; для плохой 1,75); для буровых машин типа БТС-150 качество очистки скважин сжатым воздухом при глубине бурения до 10 м (4 буровых штанги) будем считать удовлетворительным, соответственно $n = 1,5$;

k_1 – коэффициент, учитывающий категорию разрабатываемой породы.

На рисунке 4.8 представлены зависимости, полученные в результате обработки данных компьютерного эксперимента, характеризующие изменения амплитуды колебаний давления в приводе вращения бурового става в зависимости от осевого усилия для разных типов скального грунта.

Зависимости получены как для привода с редуктором (серийно выпускаемый вариант), так и для привода без редуктора (модернизируемый вариант).



1 – крепость породы $f = 10$; 2 – крепость породы $f = 16$

Рисунок 4.8 – Зависимость амплитуды колебаний давления в приводе вращения бурового става БТС-150 при разных режимах работы, привод с редуктором

Из анализа зависимостей следует, что амплитуда колебаний давления в приводе без редуктора при значительных осевых усилиях (порядка 10–12 тс) существенно ниже, чем для привода с редуктором. И в том, и в другом случае в приводе был применен гидропневмоаккумулятор с рабочим объемом 45 дм³.

Зависимости представляют собой линии тренда в результате полиномиальной аппроксимации.

Итак, для привода с редуктором:

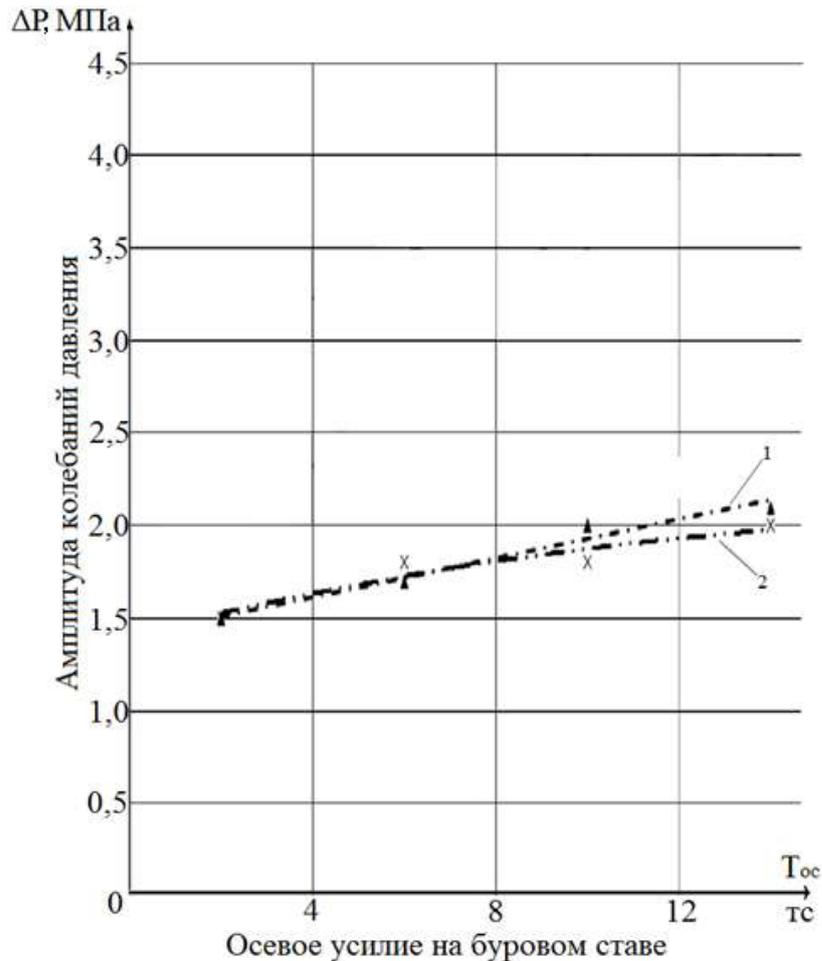
$$\Delta P = -0,075T_{oc}^2 + 0,745T + 2275; f = 10 \quad (4.4)$$

$$\Delta P = -0,225T_{oc}^2 + 1,895T - 0,025; f = 16 \quad (4.5)$$

Для привода без редуктора:

$$\Delta P = -0,025T_{oc}^2 + 0,335T + 1,175; f = 10 \quad (4.6)$$

$$\Delta P = 0,21T + 1,3; f = 16 \quad (4.7)$$



1 – крепость породы $f = 10$; 2 – крепость породы $f = 16$

Рисунок 4.9 – Зависимость амплитуды колебаний давления в приводе вращения бурового става БТС-150 при разных режимах работы, привод без редуктора

Вышеприведенные зависимости получены в результате обработки результатов компьютерного эксперимента в среде Excel.

Для подбора рационального объема гидропневмоаккумулятора в системе привода вращения бурового става БТС-150БГ рассматриваются следующие зависимости, используя метод наименьших квадратов [49]:

$$1 \Delta P = f(V_{\text{ак}}) \text{ без редуктора для пород крепостью } f = 10.$$

$$2 \Delta P = f(V_{\text{ак}}) \text{ без редуктора для пород крепостью } f = 16.$$

Указанные зависимости представлены на рисунке 4.10.

Из зависимостей следует:

1 крепость пород не влияет сколько-нибудь значительно на амплитуду колебаний давления вне зависимости от объема гидропневмоаккумулятора;

2 увеличение емкости гидропневмоаккумулятора свыше 50 дм³ нецелесообразно, т. к. фактически не влияет на колебания давления в приводе.

Этот вывод справедлив для случая применения гидромотора МРФ-1000 с рабочим объемом 1000 см³ для буровых тракторных станков типа БТС-150 с объемным гидравлическим приводом вращения бурового става.

Объем аккумулятора выбирался согласно ряду стандартных значений для выпускаемых отечественной промышленностью гидропневмоаккумуляторов (Приложение В).

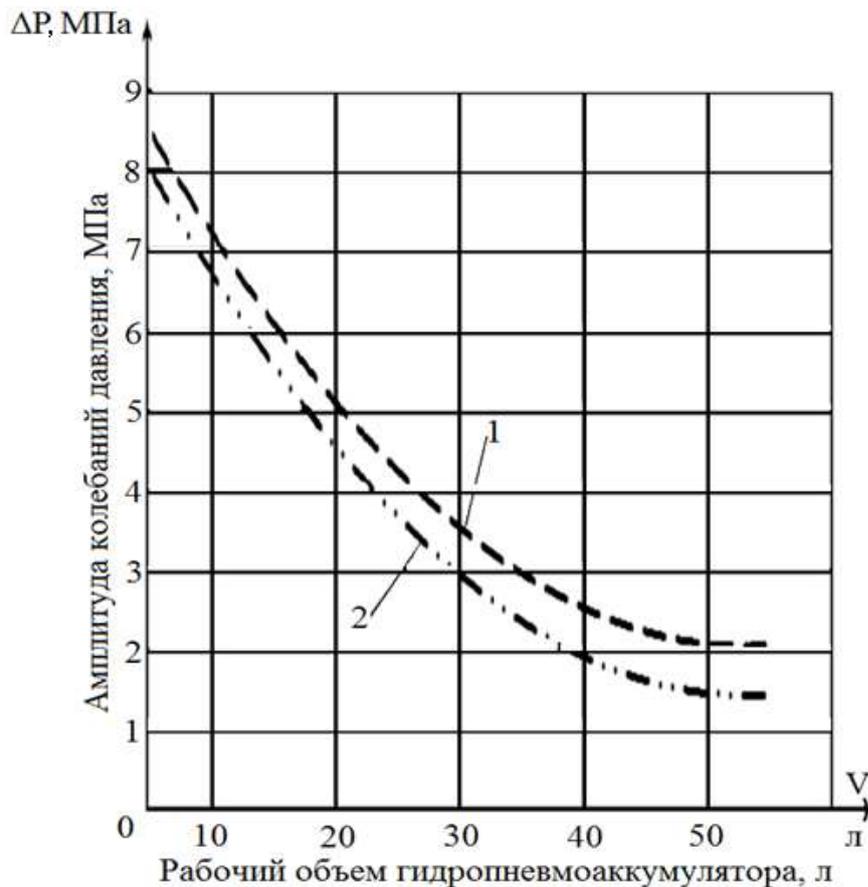


Рисунок 4.10 – Влияние рабочего объема гидропневмоаккумулятора на амплитуду колебаний давления в гидроприводе вращения бурового става машин типа БТС-150 с высокомоментным гидромотором

Как следует из анализа зависимостей, представленных на рисунках 4.8, 4.9, 4.10, безредукторный привод имеет определенное преимущество перед приводом с редуктором, т. к. амплитуда колебаний давления в приводе вращения бурового става существенно ниже (примерно в 2 раза). Это обстоятельство положительно влияет на надежность гидроаппаратов, входящих в его состав [18]. Таким образом,

для дальнейшего анализа работы привода вращения бурового става буровых тракторных станков, применяемых в транспортном строительстве (типа БТС-150), наибольший интерес представляет привод без редуктора с высокомоментным гидромотором типа МРФ [3].

4.3 Выводы по разделу 4

1 Период разгона привода вращения бурового става до установившегося режима занимает от 8 до 12 сек в зависимости от наличия или отсутствия редуктора (привод с высокомоментным гидромотором), а также от усилия подачи на буровом става и крепости породы.

2 В период разгона наибольшая амплитуда колебаний давления происходит в первые 2–2,5 сек и почти не зависит от наличия или отсутствия редуктора (привод с высокомоментным гидромотором).

3 Выход на установившийся режим занимает около 8 сек и также почти не зависит от наличия или отсутствия редуктора (привод с высокомоментным гидромотором).

4 Амплитуда колебаний давления в установившемся режиме в случае привода с высокомоментным гидромотором на 45–50 % ниже, чем в случае с редуктором и низкомоментным гидромотором.

5 Для привода вращения бурового става БТС-150 с высокомоментным гидромотором (привод без редуктора) с рабочим объемом 1000 см³, рациональный объем гидропневмоаккумулятора составляет 45–50 дм³. Дальнейшее увеличение объема не дает положительного эффекта и не представляется рациональным с конструктивной точки зрения.

5. МОДЕРНИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ РАБОЧИХ ПРИВОДОВ БУРОВЫХ ТРАКТОРНЫХ СТАНКОВ

5.1 Основные приводы буровых тракторных станков

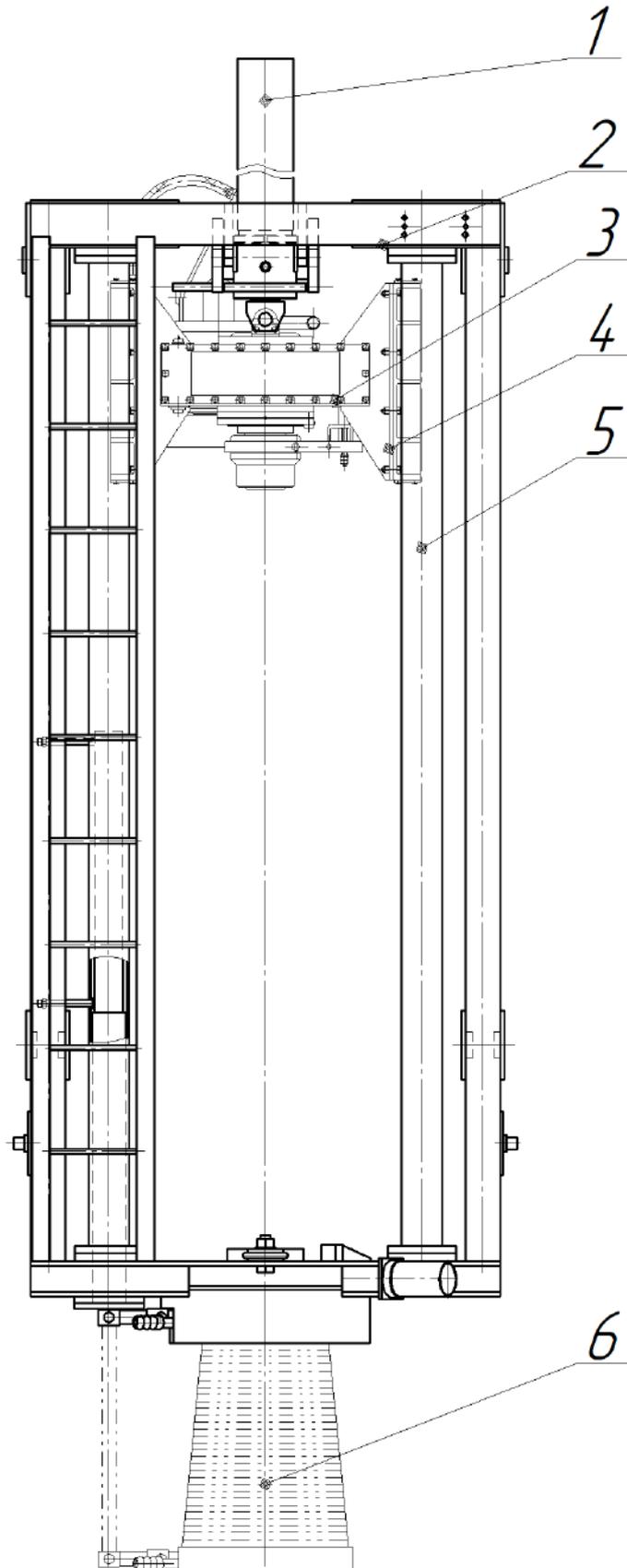
5.1.1 Привод вращения бурового става

Разработка и создание новых конструкций буровых машин, а также совершенствование существующих связаны с выбором и разработкой для них рациональных систем приводов.

Непрерывно меняющаяся нагрузка на буровом ставе, с одной стороны, и сложные эксплуатационные условия, с другой стороны, – отдаленность от ремонтных предприятий, необходимость частых перебросок с одного места работ на другое, сложный повторно-кратковременный режим с частыми пусками, остановками и реверсированием, высокий коэффициент использования машины в смену (см. раздел 3), колебания нагрузки на буровом ставе вследствие неоднородности разрабатываемых пород – позволяют определить режим эксплуатации машин типа БТС-150 как тяжелые и сверхтяжелые (см. раздел 3). Это, в свою очередь, предъявляет повышенные требования к надежности и долговечности привода с целью обеспечения устойчивой работы.

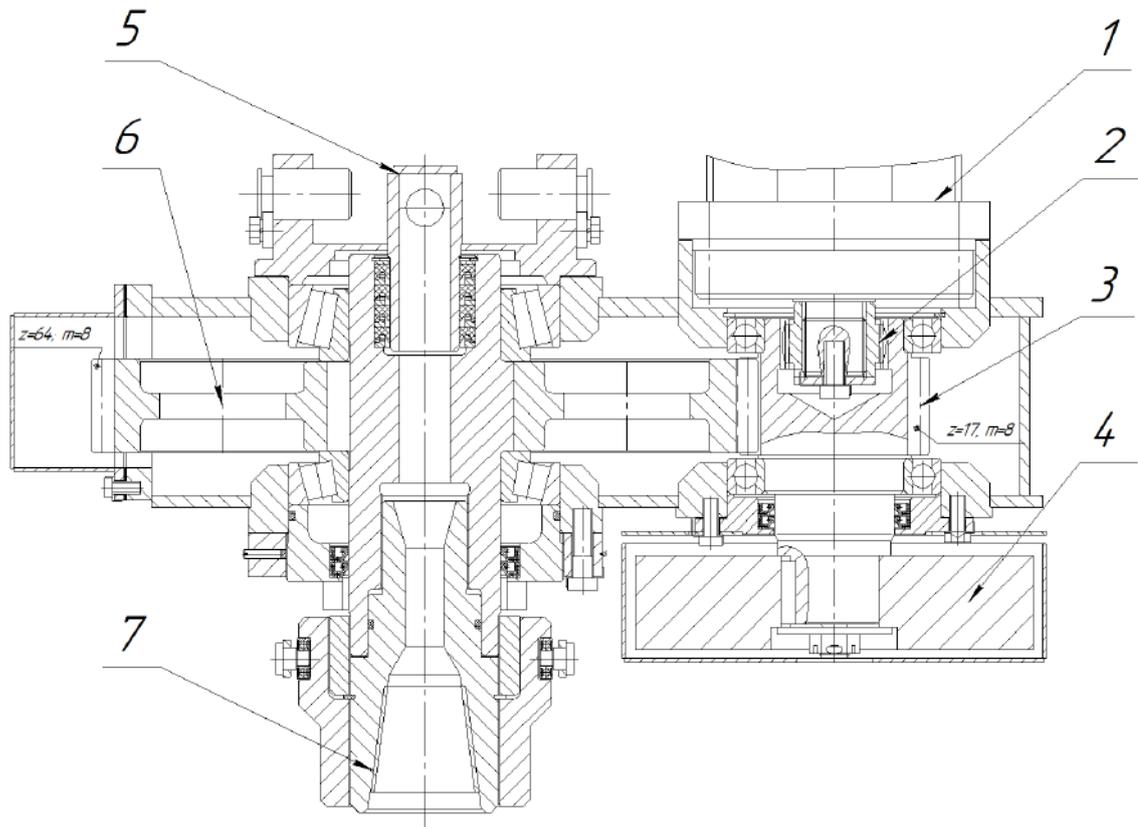
Крутящий момент на буровом ставе зависит от осевого усилия на ставе и свойств породы, а также от давления настройки предохранительного клапана системы вращения (см. выражение (1.1), раздел 1).

Таким образом, вопрос о рациональной системе привода для буровых машин, отвечающего всем предъявляемым требованиям, в настоящее время остается до конца неразрешенным. Конструктивно привод вращения состоит из гидромотора, приводимого в действие насосом, и одноступенчатого редуктора с передаточным отношением $i = 3,76$. Конструкция основных приводов бурового тракторного станка БТС-150 представлена на рисунках 5.1, 5.2.



1 – гидроцилиндр подачи, 2 – буровая рама, 3 – вращатель (редуктор, $i = 3,76$), 4 – скользуны, 5 – направляющие буровой рамы, 6 – пылеприемник

Рисунок 5.1 – Основные приводы бурового тракторного станка БТС-150



*1 – гидромотор, 2 – зубчатая муфта, 3 – ведущая шестерня редуктора, 4 – маховик,
5 – тихоходный вал редуктора, 6 – ведомая шестерня редуктора,
7 – муфта с замковой резьбой*

Рисунок 5.2 – Редуктор привода вращения бурового става БТС-150

В серийно выпускаемом варианте бурового тракторного станка БТС-150БГ привод бурового става осуществляется при помощи аксиально-поршневого насоса и сварного одноступенчатого цилиндрического редуктора (вращателя), последний также передает усилие от цилиндров подачи на исполнительный орган.

Вращатели изготавливаются в процессе оснащения каждого из буровых станков и требуют больших трудозатрат [23].

В серийно выпускаемом варианте конструкции передача момента от гидромотора к вращателю и от вращателя к буровой штанге осуществляется без муфт, что вследствие несоосности и колебаний в процессе работы приводит к быстрому выходу из строя всех элементов привода. Кроме того, ассиметричная конструкция создает эксцентриситет относительно направляющих бурового става, что так же негативно сказывается на долговечности.

5.1.2 Привод подачи бурового става

Конструктивно привод подачи серийно выпускаемых «Можайским экспериментально-механическим предприятием» (АО «МЭМП») агрегатов состоит из аксиально-поршневого насоса, распределителя, гидроцилиндра.

Привод подачи работает от гидроцилиндра, который, воздействуя на вращатель, передает осевое усилие на буровой став. Вращатель перемещается вдоль буровой рамы с помощью скользунов, движущихся по направляющим.

Работа привода вращения и подачи осуществляется в самом тесном взаимодействии, что обусловлено конструкцией машины и технологией процесса бурения. Поэтому следует ожидать, что при внесении изменений в конструкцию привода вращения будет необходимо также вносить изменения в конструкцию привода подачи.

5.2 Эволюция приводов вращения бурового става

В зависимости от принятой конструкции и схемы привода бурового става шарошечные буровые станки можно разделить на три основные группы [21].

1 Буровые станки с вращательно-подающим механизмом патронной схемы, при которой вращение и осевое давление на долото передаются механическим или гидравлическим зажимным патроном.

2 Буровые станки роторной схемы, при которой вращательно-поступательное движение буровому ставу передается при помощи рабочей штанги фигурного сечения.

3 Буровые станки с вращательно-подающим механизмом шпиндельной схемы, при которой вращение и осевое давление передаются верхнему концу бурового става.

Наиболее экономичной, с точки зрения использования машинного времени, является схема станка шпиндельного типа.

Отечественные строительные буровые машины, рассмотренные выше, имеют вращательно-подающий механизм, выполненный по шпиндельной схеме.

Машина БТС-150 на базе трактора Т-130 имела механический привод бурового става. Кинематическая схема представлена на рисунке 5.3. Крутящий момент от вала отбора мощности дизеля 1 передавался на буровой став посредством громоздкой и сложной кинематической цепи. Коробка передач 2 механическая с приводом от вала отбора мощности двигателя трактора. Она позволяла получить две рабочие скорости вращения бурового става и обратный ход. Шестерни коробки – постоянного зацепления. Коробка передач 2 соединялась с левым коническим редуктором привода 4 с помощью карданного вала 3. Правый конический редуктор 5 привода закреплялся на буровой раме и имел возможность поворачиваться относительно левого редуктора при наклоне буровой рамы. В гнездо выходного вала правого редуктора привода входил квадратный вал 6, передававший вращающий момент вращателю 7. Соединенный с вращателем 7 посредством переходного замка 8 буровой став 9 соосен с гидроцилиндром подачи на забой, шток которого шарнирно закреплен на крышке вращателя. Сам вращатель представлял собой одноступенчатый цилиндрический редуктор, через который внутрь бурового става подводится сжатый воздух от компрессорной станции. Вся конструкция требовала высокой точности изготовления и сборки элементов привода.

Незначительный дисбаланс вращающихся элементов вращателя мог вызывать значительные колебания как трансмиссии, так и станка в целом. Большие массы вращающихся деталей при резком стопорении бурового става в «прихвате» вызывали довольно высокие динамические нагрузки в элементах вращателя, ведущие, в некоторых случаях, к выходу из строя последних.

Частота вращения бурового става регулировалась изменением положения рейки топливного насоса дизеля либо ступенчато с прерыванием потока от двигателя, что вело к снижению продолжительности использования мощности дизеля и тем самым к снижению производительности машины.

При наличии широкого частотного диапазона спектра нагрузки на рабочем органе и жестких компоновочных ограничений не имелось возможности снизить коэффициент усиления по нагрузке в системе вращения ниже 1,5, что существенно снижало надежность строительных буровых машин [18].

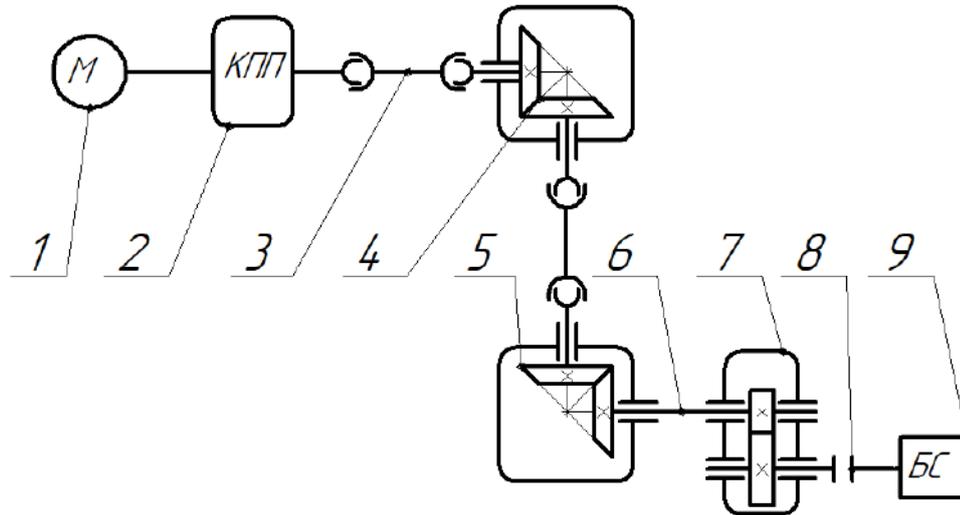


Рисунок 5.3 – Кинематическая схема механического привода бурового става БТС-150

Так как при использовании механического привода невозможно добиться производительной и плавной регулировки частоты вращения бурового става, в 1970-е гг. начали использоваться буровые станки БТС-75 (на базе трактора Т-130) (рисунок 5.4) с гидромеханическим приводом для бурения скважин малого диаметра (75–132 мм) при производстве буровых работ в скальных породах. Применение этого типа привода позволяло осуществлять бесступенчатое регулирование частоты вращения в широком диапазоне и реализовывать большие передаточные отношения [69].

В качестве рабочих органов применялись шарошечные долота, погружные и выносные пневмоударники.

Аксиально-поршневой гидромотор 5 передавал вращающий момент от двухступенчатого редуктора 6 через квадратный вал 7 и вращатель 8 на буровой став 9. Использовался гидромотор марки МН-250/100. В качестве насоса 4 в цепи гидродвигателя вращения бурового става применялся шестеренный насос НШ-98,

смонтированный на коническом редукторе 3, с приводом от вала отбора мощности коробки передач 2, приводимой в движение от двигателя 1 [69].

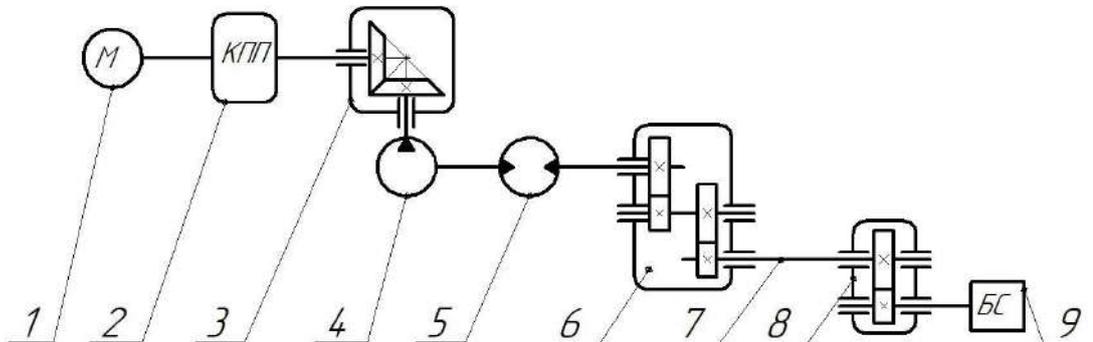


Рисунок 5.4 – Кинематическая схема гидромеханического привода бурового става БТС-75

Результаты испытаний, проводившихся кафедрой «Наземные транспортно-технологические средства» Российского университета транспорта (МИИТ) под руководством Г.С. Загорского и В.Ф. Ковальского, свидетельствуют о высоких пульсациях давления в гидродвигателях при низких (70–80 об/мин) частотах вращения в процессе бурения скальных пород.

С 1980 по 1992 г. на Золотоношском машиностроительном заводе имени И.И. Лепсе выпускался станок буровой шарошечный СБШ-160 (см. выше).

Привод вращения бурового става СБШ-160 – гидромеханический [69] (рисунок 5.5).

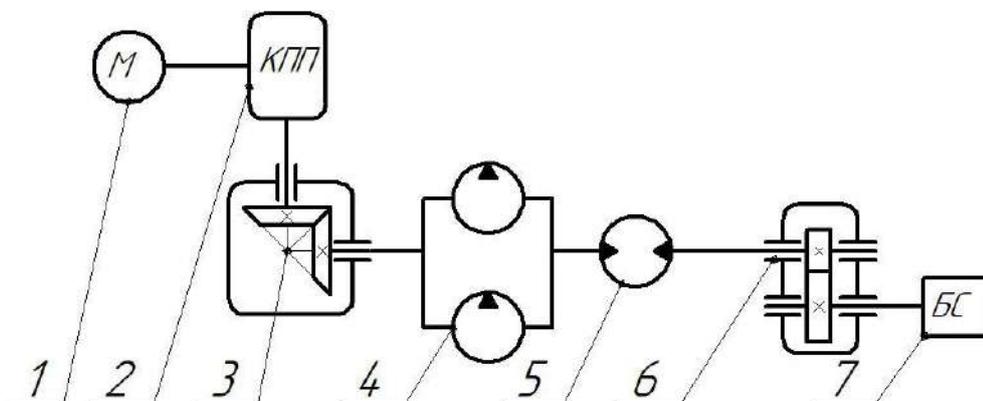


Рисунок 5.5 – Кинематическая схема гидромеханического привода бурового става СБШ-160

Дизельный двигатель 1 с коробкой передач 2 через вал отбора мощности передает вращение на конический редуктор 3, а от него – двум гидронасосам 4, питающим гидромотор 5, который через вращатель 6 передает крутящий момент на буровой став 7.

Ряд прогрессивных решений, принятых в этой конструкции, был использован при модернизации БТС-150 Можайским экспериментально-механическим предприятием (АО «МЭМП»). Акт внедрения приведен в приложении Ж.

В связи с широким применением во всех без исключения строительных буровых машинах гидропривода типа насос – силовой гидроцилиндр, требующего маслонасосной станции, применение дополнительной системы насос – гидродвигатель не усложняет существенно систему гидропривода в целом.

Эти основные преимущества гидравлического привода и предопределили расширяющееся его применение в приводе БТС-150БГ.

Кинематическая схема гидравлического привода БТС-150 представлена на рисунке 5.6. Дизельный двигатель 1 с коробкой передач 2 через вал отбора мощности передает вращение гидронасосу 3, далее крутящий момент от гидромотора 4 через вращатель 5 передается на буровой став 6.

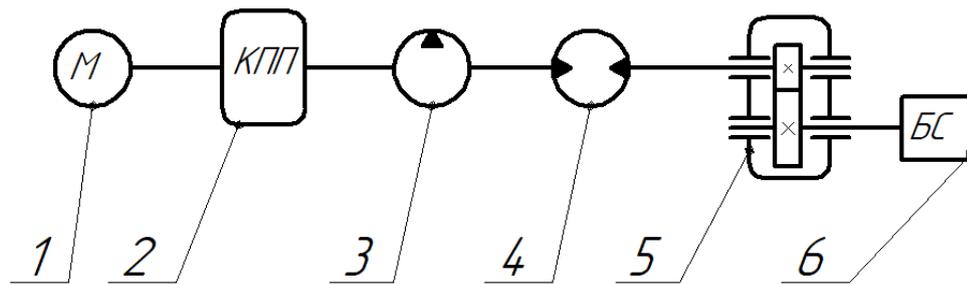


Рисунок 5.6 – Кинематическая схема гидравлического привода БТС-150БГ

С недавних пор получили распространение буровые станки БТС-150Г (на базе трактора с гидростатической трансмиссией ТМ10 ГСТ). Их отличие состоит в использовании гидростатической трансмиссии, исключаяющей из конструкции коробку передач.

В данном случае компоновка элементов становится еще более простой. Эта особенность также положительно влияет на развесовку машины. Тогда мы получаем кинематическую схему, изображенную на рисунке 5.7. Двигатель 1 вращает гидронасос 2, далее вращающий момент от гидромотора 3 через вращатель 4 передается на буровой став 5.

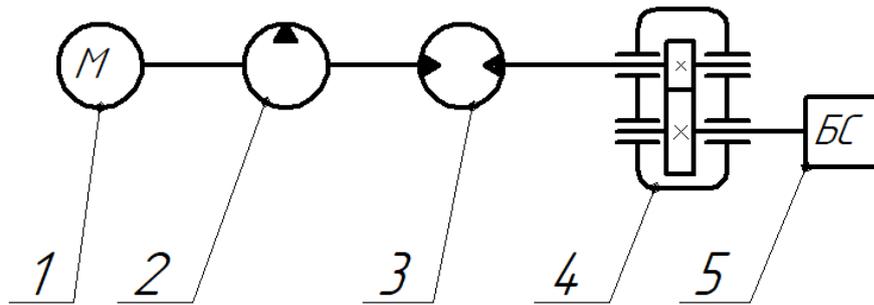


Рисунок 5.7 – Модернизированная кинематическая схема гидравлического привода БТС-150Г

Для сглаживания возникающих при бурении колебаний давления в гидросистеме БТС-150БГ установлены гидропневмоаккумуляторы.

Определение рациональных параметров гидропневмоаккумуляторов для гидропривода вращения бурового става машин типа БТС-150 подробно рассмотрено в разделе 4.

5.3 Разработка конструктивных изменений привода вращения с целью повышения надежности

5.3.1 Модернизация привода вращения бурового става

Рассмотрим несколько вариантов модернизации привода вращения бурового става.

Как следует из рассмотренного выше материала, в приводах вращения бурового става машин типа БТС чаще всего применяются цилиндрические редукторы, имеющие высокие нагрузочную способность и КПД: одноступенчатые,

двухступенчатые развернутой, раздвоенной и соосной схем [23, 27, 78]. Разработке конструкции буровых машин и механизмов посвящены также работы [80, 81, 82].

В приводах с редуктором традиционно и чаще всего продолжают использоваться нерегулируемые аксиально-поршневые низкомомментные гидромоторы (для БТС-150 – гидромоторы серии 310), рассчитанные на работу с постоянной скоростью вращения.

Заметим, что использование привода с редуктором несколько снижает общий КПД, что требует повышения установленной мощности на 15–20 % при работе в установившихся режимах и до 40–45 % при работе в динамических режимах. Из-за высших гармоник колебаний давления возрастают потери в двигателе [29].

Так как у машин типа БТС двигатель расположен по оси машины, то при таком расположении основных агрегатов, на наш взгляд, рациональным является использование планетарных редукторов. Они позволяют реализовать большие передаточные отношения при относительно компактных размерах. К их преимуществам относятся: пониженная шумность, компактность, малая нагрузка на опоры редуктора, меньшая нагрузка на зубья колес, повышенное передаточное отношение.

Однако следует отметить, что инерционность планетарных редукторов выше, чем у цилиндрических, из-за большого момента инерции вала.

Кроме того, следует иметь в виду, что планетарные редукторы относительно дороги и сложны в изготовлении.

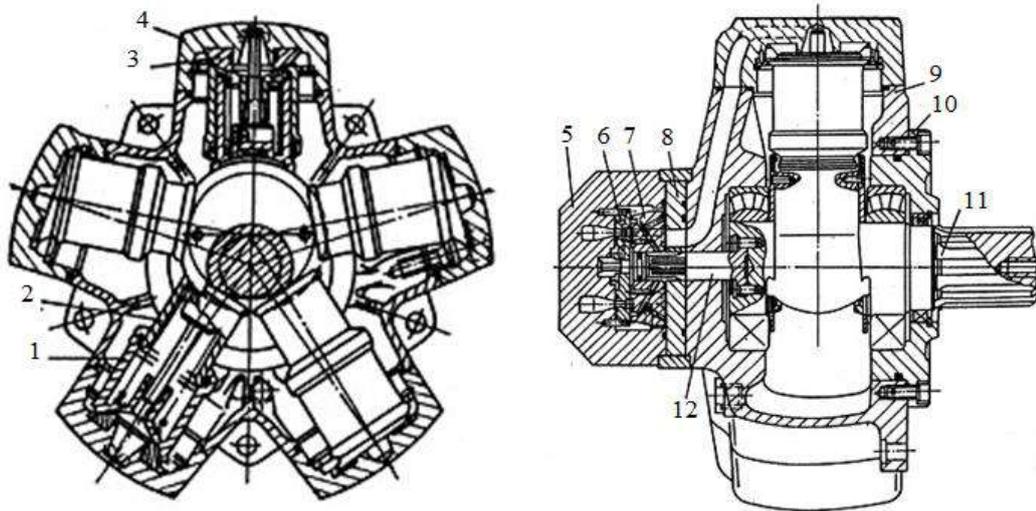
Незначительные отклонения в деталях или ошибки при монтаже могут привести к серьезным проблемам при эксплуатации вплоть до наступления отказа редуктора. Учитывая необходимость создания несущего корпуса, производство данного варианта привода будет еще более затратным и сложным в сравнении с серийно выпускаемым вариантом.

Редукторы, в которых использованы червячные передачи (червячные цилиндрические, глобоидные, спироидные, червячно-цилиндрические и цилиндрично-червячные), могут обеспечить высокое передаточное отношение при низком

уровне шума, но имеют низкие КПД и ресурс, вследствие чего применение этого типа редукторов в приводе вращения бурового става нецелесообразно.

Наиболее перспективным направлением модернизации привода вращения бурового става в настоящее время представляется отказ от редуктора при условии использования высокомоментных радиально-поршневых гидромоторов (например, типа МРФ, рисунок 5.8) [28, 83]. Технические характеристики гидромоторов типа МРФ представлены в Приложении В.

Как следует из таблицы В.2, гидромоторы МРФ-630/25М1-00 и МРФ-1000/25М1-00 способны обеспечить необходимый крутящий момент на буровом стае без дополнительных понижающих передач (без редуктора). Для модернизации привода БТС-150БГ более перспективным представляется гидромотор МРФ-1000/25М1-00, т.к. он обладает существенным запасом по крутящему моменту, что может оказаться полезным при дальнейших модернизациях привода вращения.



1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – сегмент сферический; 4 – крышка цилиндра; 5 – крышка распределителя; 6 – кольцо упорное; 7 – распределитель; 8 – тарелка распределителя; 9 – корпус гидромотора; 10 – крышка; 11 – вал эксцентриковый; 12 – валик поводковый

Рисунок 5.8 – Радиально-поршневой гидромотор типа МР

С другой стороны, этот гидромотор по своим габаритам конструктивно вписывается в пространство между стойками буровой рамы. Таким образом, изменения в конструкции машины будут минимальны.

Частота вращения бурового става при использовании гидромотора МРФ-1000/25М1-00 будет:

$$n_{\text{вр}} = \frac{n_{\text{д}} \cdot q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ГМ}}}{q_{\text{ГМ}}} = \frac{1200 \cdot 250 \cdot 0,95 \cdot 0,95}{1000} = 270 \left(\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right), \quad (5.1)$$

где $n_{\text{вр}}$ – частота вращения бурового става;

$q_{\text{н}}$ – рабочий объем аксиально-поршневого гидронасоса 310.250.00.00 (250 см³);

$q_{\text{ГМ}}$ – рабочий объем гидромотора МРФ-1000/25М1-00 (1000 см³);

$\eta_{\text{н}}$; $\eta_{\text{ГМ}}$ – объемный КПД насоса и гидромотора соответственно.

Таким образом, для новых, неизношенных гидроаппаратов частота вращения бурового става перекрывает паспортное значение частоты вращения (240 об/мин), что создает хороший запас по долговечности привода.

Определим, какой минимально объемный КПД допустим для насоса и гидромотора по мере его снижения в процессе эксплуатации.

Рассмотрим три возможных варианта:

1 износ происходит равномерно, т. е. $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{ГМ}}$;

2 насос новый, гидромотор изношен $\eta_{\text{н}} = 0,95$ (согласно паспортным данным);

3 гидромотор новый, насос изношен $\eta_{\text{ГМ}} = 0,95$ (согласно паспортным данным).

Расчет показывает (см. формулу (5.1)), что мы получим значения:

– для первого случая: $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{ГМ}} = 0,9$;

– для второго случая: $\eta_{\text{н}} = 0,95$; $\eta_{\text{ГМ}} = 0,85$;

– для третьего случая: $\eta_{\text{н}} = 0,85$; $\eta_{\text{ГМ}} = 0,95$.

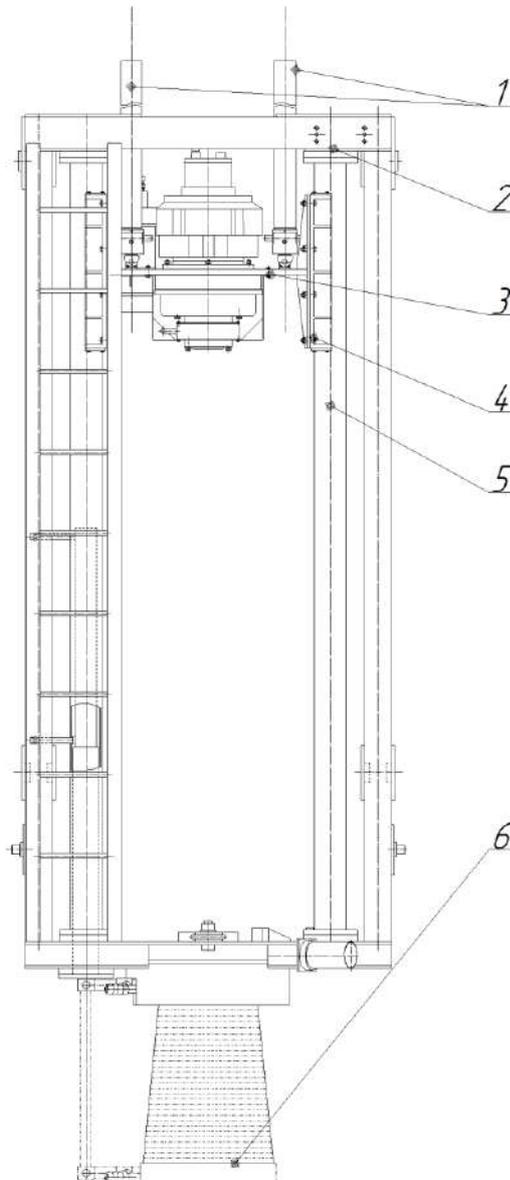
Данное обстоятельство необходимо иметь в виду при организации эксплуатации машин. Отметим также, что вышеприведенные рассуждения справедливы и для случая с использованием редуктора. Для передачи крутящего момента от гидромотора к буровой штанге через втулку (рисунок 5.11, поз б), а также сглаживания колебаний вращения при бурении, устанавливаем зубчатую муфту, которая, имея высокую массу, будет выполнять роль маховика.

Общий вид модернизированной конструкции основных приводов бурового

станка БТС-150 представлен на рисунке 5.9.

Разрабатываемое оборудование (рисунок 5.9) представляет собой гидромотор 3, соединенный с зубчатой муфтой типа МЗП, одна из полумуфт 4 которой выполняет функцию маховика и обоймы для вкручивания буровых штанг. Усилии подачи создают гидроцилиндры 1.

Кинематическая схема привода вращения бурового става без редуктора с высокомоментным гидромотором типа МРФ представлена на рисунке 5.10.

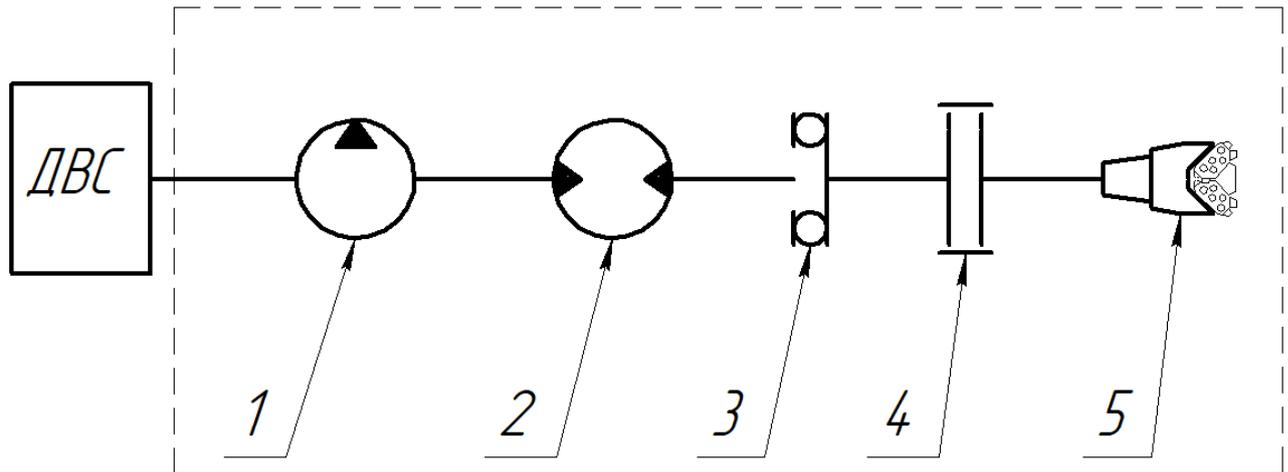


*1 – гидроцилиндры подачи, 2 – буровая рама, 3 – опорная плита, 4 – скользян,
5 – направляющая буровой рамы, 6 – пылеуловитель*

Рисунок 5.9 – Конструкция модернизированного привода БТС-150БГ (без редуктора с высокомоментным гидромотором)

Так как зубчатая муфта имеет довольно значительную массу, то она сможет выполнять роль маховика в соответствии с рекомендациями работ [54, 55] по совершенствованию привода вращения буровых тракторных станков.

Предлагаемое конструктивное решение по модернизации конструкции привода вращения представлено на рисунке 5.10.



Привод вращения бурового става

*1 – насос 310.2.250.00, 2 – гидромотор МРФ-1000, 3 – упорный подшипник,
4 – зубчатая муфта, 5 – шарошечное долото*

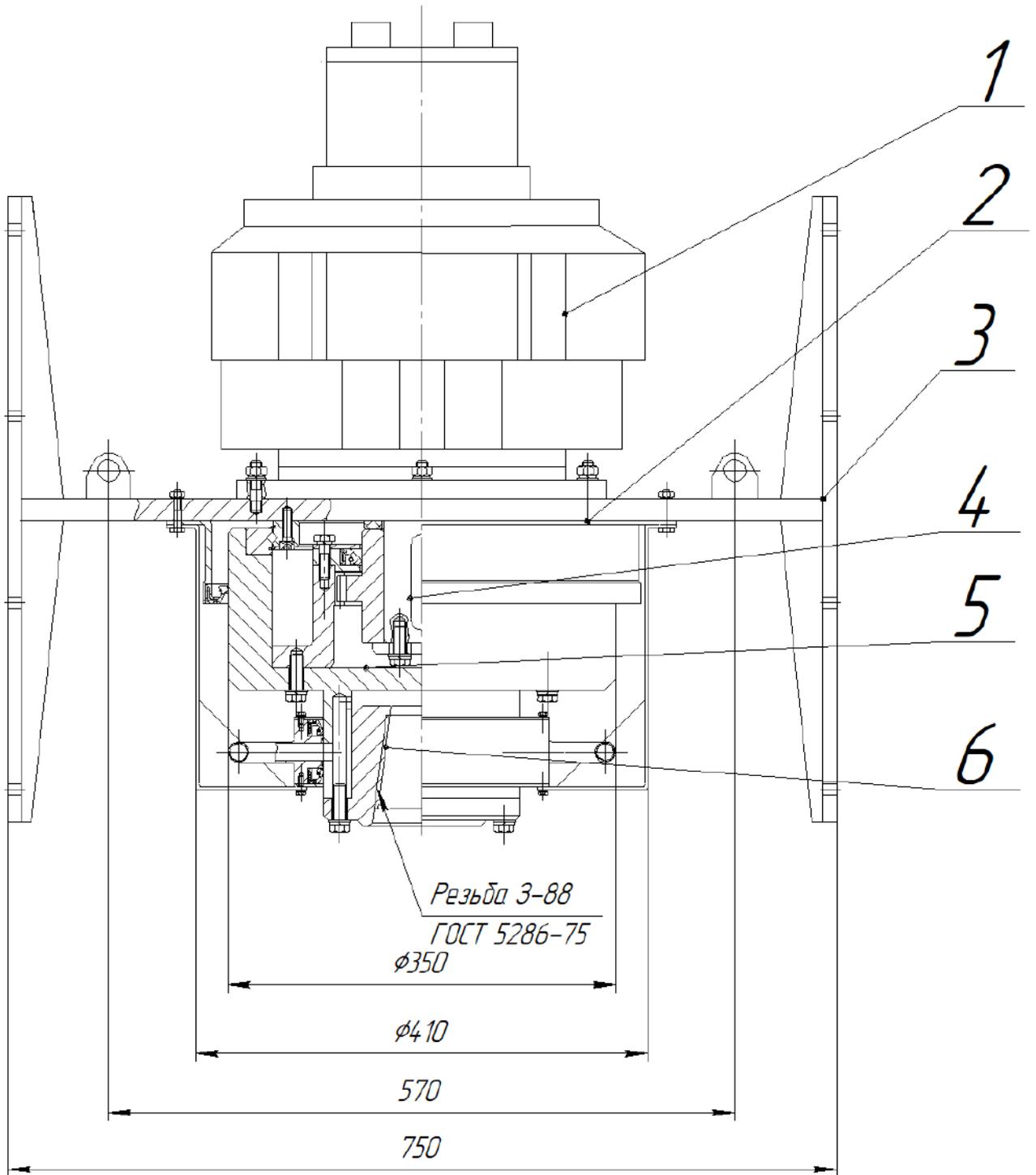
Рисунок 5.10 – Кинематическая схема привода вращения бурового става БТС-150БГ (вариант без редуктора с высокомоментным гидромотором)

Основные отличия разрабатываемой конструкции (рисунок 5.11) от серийно выпускаемой:

- исключается вращатель и аксиально-поршневой гидромотор 310.2.250.00, заменяя их совокупность на высокомоментный радиально-поршневой гидромотор МРФ1000/25М1;

- для сглаживания колебаний вращения при бурении неоднородных пород устанавливается зубчатую муфту типа МЗП-4, которая, благодаря своей массе, будет выполнять функцию маховика;

- для восприятия осевой нагрузки от цилиндров подачи устанавливается между опорной плитой и муфтой опорный перекрестный подшипник.



1 – высокомоментный гидромотор, 2 – опорная плита, 3 – скользящие, 4 – хвостовик вала гидромотора, 5 – зубчатая муфта, 6 – втулка с замковой резьбой

Рисунок 5.11 – Модернизированный привод вращения бурового става БТС-150БГ (без редуктора с высокомоментным гидромотором)

Основными преимуществами предлагаемой конструкции являются:

1 Все элементы предлагаемой конструкции расположены вдоль оси симметрии машины; как гидромотор, так и гидроцилиндры оказывают

уравновешенное давление на опорную плиту и направляющие, не создавая момента относительно последних.

2 Относительная простота конструкции, что удешевляет производство, повышает надежность (за счет уменьшения числа элементов конструкции, см. раздел 3).

3 Вследствие почти прямой кинематической связи без каких-либо дополнительных элементов, следует ожидать некоторого снижения вибрационных нагрузок как на отдельно взятый привод вращения, так и на всю машину в целом, что должно положительно сказаться на надежности и долговечности узлов и агрегатов.

4 Отсутствие редуктора облегчает и упрощает уход, обслуживание и снижает стоимость буровой машины.

5 Общий КПД привода без редуктора очевидно несколько выше, что позволяет снизить энергоемкость процесса бурения.

6 Привод без редуктора позволяет улучшить компоновку трансмиссии.

7 Сокращается номенклатура и количество запасных частей, требующихся в эксплуатации.

Все перечисленное положительно повлияет на уровень ремонтпригодности, надежности и долговечности. Компьютерные расчеты приведены в приложении Г.

Двигатель вращает гидронасос 1, далее гидромотор 2 через зубчатую муфту 4 с упорным подшипником 3 передает вращение на трехшарошечное долото 5 (рисунок 1.1) [3]. Как правило, используются долота диаметром 145–160 мм.

Таким образом, для расчета параметров привода вращения имеем следующие исходные данные: крутящий момент – 2800 Н·м, номинальное давление в гидросистеме – 32 МПа, рабочий объем гидромотора – 1000 см³, расчетная частота вращения става – 240 об/мин.

Основное требование к приводу - его выходная характеристика должна соответствовать режиму нагружения исполнительного механизма, то есть зависимости скорости выходного звена привода от сопротивления движению и

управляющих воздействий системы управления. Основные необходимые характеристики для насоса и гидромотора приведены в таблицах 5.1 – 5.2 [55].

Таблица 5.1 Характеристики насоса

Показатель	Значение
Насос	310.3.250.00.60
Объемная постоянная, см ³ /об	250,0
Номинальное давление, МПа	32
Объемный КПД насоса	0,950
Общий КПД	0,910
Гидромеханический КПД	0,958
Номинальная подача насоса, л/мин	273,1

Таблица 5.2 Основные параметры гидромотора

Показатель	Значение
Гидромотор	МРФ 1000/25М1
Объемная постоянная, см ³ /об	1000,0
Гидромеханический КПД гидромотора	0,92
Общий КПД	0,90
Объемный КПД гидромотора	0,95
Номинальная частота вращения вала гидромотора, об/мин	260
Расчетная частота вращения вала гидромотора, об/мин	252

Работоспособность гидропривода зависит от того, насколько развиваемого усилия хватает для преодоления внешних сопротивлений, инерционной составляющей от движущихся частей и собственно бурового става, чем и определяется производительность машины [55]:

$$M_{\text{пр}} \geq M_c = M_{\text{и}} + M_{\text{Т}}; \text{ при } n_{\text{пр}} \geq [n], \quad (5.2)$$

где $M_{\text{пр}}$ - расчетный момент, развиваемый гидроприводом вращения бурового става;

- M_c – суммарный момент сопротивления вращению бурового става;
- $M_{\text{и}}$ - момент инерции подвижных элементов;
- $M_{\text{Т}}$ - момент сопротивления от взаимодействия шарошечного долота с породой;
- $n_{\text{пр}}$ - частота вращения бурового става;

– $[n]$ - частота вращения вала гидромотора, определяемая из условия обеспечения заданной производительности [54, 55].

Таким образом, необходимая мощность привода:

$$N_{\text{пр}} = M_{\text{пр}}(2\pi n_{\text{пр}}). \quad (5.3)$$

Привод должен обеспечивать как разгон, так и торможение рабочих органов машин, а при необходимости, удерживать их в заданном положении в течение длительного времени [20].

Для повышения производительности машин циклического действия, у которых на исполнительных механизмах преобладают инерционные нагрузки, гидропривод должен обладать достаточной устойчивостью к кратковременным перегрузкам, чтобы обеспечить необходимую скорость движения.

Характеристика объемного гидропривода, то есть зависимость скорости исполнительного механизма от нагрузки, определяется параметрами насоса, гидродвигателя и выбранным способом регулирования [55].

При передаче энергии от двигателя трактора к исполнительным механизмам бурового станка, мощность несколько уменьшается вследствие потерь на трение и объемных потерь. Тогда мощность составит:

– на исполнительном механизме: $M_c 2\pi n_{\text{пр}}$;

– на валу гидромотора: $\frac{M_c 2\pi n_{\text{пр}}}{\eta_p}$;

– на входе гидромотора: $\frac{M_c 2\pi n_{\text{пр}}}{\eta_M^M \eta_p \eta_O^M}$;

– на выходе насоса: $\frac{M_c 2\pi n_{\text{пр}}}{\eta_M^M \eta_p \eta_O^M \eta_\Gamma \eta_O^C}$;

– на двигателе привода насоса: $\frac{M_c 2\pi n_{\text{пр}}}{\eta_M^M \eta_p \eta_O^M \eta_\Gamma \eta_O^C \eta_O^H \eta_M^H}$,

где V_O^M, V_O^H - рабочие объемы гидравлического мотора и насоса, соответственно;

n_H, n_M - частоты вращения насоса и мотора, соответственно;

η_M^H, η_M^M -гидромеханические КПД насоса и мотора, соответственно;

η_O^H, η_O^M - объемные КПД насоса и мотора, соответственно;

$$M_{пр} = M_c: p_H = \frac{2\pi M_c}{V_O^M i_p \eta_M^M \eta_P \eta_r}, \quad (5.4)$$

Величина давления p_H , в гидроприводе необходимая для создания момента нужной величины, не должна превышать значений номинального давления $[p]$ для гидроаппаратов, входящих в него. Она ограничивается установкой в гидросистеме одного или нескольких предохранительно-переливных и редуционных клапанов [20].

$$p_k = (1.2 \div 1.6)[p] \leq p_{max}, \quad (5.5)$$

где p_{max} - максимальное допустимое давление для гидроагрегатов. При закрытом клапане момент на двигателе привода насоса определяется давлением в напорной линии [19, 20, 55]:

$$M_H = \frac{p_H V_O^H}{2\pi \eta_M^H}. \quad (5.6)$$

Для гидропривода вращательного действия, частота вращения исполнительного механизма n определяется из выражения:

$$n = \frac{n_M}{i_p} = \frac{Q_1 \eta_O^M}{V_O^M i_p} = \frac{Q_H \eta_O^C \eta_O^M}{V_O^M i_p} = \frac{n_H V_O^H}{V_O^H} \eta_O^H \eta_O^M \eta_O^C. \quad (5.7)$$

Частота вращения приводного вала насоса n_H от момента M_H на исполнительном механизме зависит преимущественно от характеристик силовой установки [39].

Приведенные зависимости позволяют определить принципиальные возможности создания механизма, обеспечивающего нужные выходные характеристики гидропривода необходимые для функционирования основного или вспомогательного механизмов, то есть зависимости скорости гидродвигателя от управляющих воздействий и нагрузки [20, 39].

Исходные параметры для расчета гидравлического привода M_Φ - необходимый момент на выходном звене привода; n_Φ - требуемая частота вращения выходного звена привода - определяются в соответствии с результатами расчета сопротивлений движению рабочего органа (бурового става) для наиболее тяжелых режимов нагружения и для обеспечения заданной производительности [55]:

Для гидропривода с объемным регулированием скорости выходного звена, а также для нерегулируемого, в предварительных расчетах значения момента и скорости движения принимаются равными максимальным из требуемого диапазона:

$$M_0 = M_\Phi; n_0 = n_\Phi. \quad (5.8)$$

Для приводов с дроссельным регулированием скорости выходного звена без обратной связи привод момент определяется следующим образом [20]:

$$M_0 = \frac{3}{2} M_\Phi; n_0 = \sqrt{3n_\Phi}. \quad (5.9)$$

Расчетная частота вращения привода $n_p = n_\Phi k_c$,

где k_c - коэффициент запаса, учитывающий износ агрегатов по мере наработки.

Предварительная оценка параметров привода выполняется на основе исходных данных [20, 55]:

$$N_0 = 2\pi n_p M_0 - \text{расчетная эффективная мощность привода}; \quad (5.10)$$

$$N_H^\Gamma = \frac{N_0}{\eta_\Gamma \eta_P \eta_M} - \text{расчетная гидравлическая мощность насоса}, \quad (5.11)$$

где $\eta_\Gamma \eta_P \eta_M$ - КПД соответственно: гидравлического привода, редуктора, гидромотора полный;

$$N_H^P = N_H^\Gamma / \eta_H - \text{расчетная мощность привода насоса}, \quad (5.12)$$

где η_H - полный КПД насоса.

Исходные параметры, принимаемые для расчета на стадии проектирования определяются условиями работы гидропривода в соответствии с техническими требованиями и техническим заданием:

- $[p]$ - расчетное давление жидкости в гидросистеме;
- t_B - расчетная температура воздуха;
- Δt - перепад температур между окружающим воздухом и жидкостью;
- $t_{ж} = t_B + \Delta t$ - расчетная рабочая температура жидкости;
- ν - вязкость рабочей жидкости, соответствующая расчетной температуре жидкости;
- k_0 - коэффициент теплоотдачи, соответствующий определенным условиям охлаждения;

- k_B - коэффициент использования привода по времени;
- $\rho_{ж}$ - плотность рабочей жидкости;
- $Q_p = N_H^\Gamma / [p]$ - расчетный расход рабочей жидкости.

Параметры гидравлических линий принимаются в основном из конструктивных соображений:

- $L_{ГС}, L_{ГН}$ - длины РВД сливной и напорной линий гидропривода;
- $L_{ЖС}, L_{ЖН}$ - длины жесткого трубопровода сливной и напорной линий;
- $[u]$ - расчетная скорость жидкости в трубопроводе, принимается в зависимости от расчетного давления в системе: до 10МПа - 3м/с, 16МПа - 5м/с, более 20МПа - 7м/с;

- $d_p = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi[u]}}$ - расчетный диаметр трубопровода;
- $d_{ГС}, d_{ГН}$ - диаметры РВД сливной и напорной линий;
- $d_{ЖС}, d_{ЖН}$ - диаметры жесткого трубопровода сливной и напорной линий.
- Параметры привода насоса:
- N_e - мощность двигателя привода насоса;
- n_e - номинальная частота вращения вала двигателя;
- $i_{рк}$ - передаточное отношение раздаточной коробки;
- n_H - частота вращения вала насоса;
- $\eta_{рк}$ - КПД раздаточной коробки.

Расчет потерь давления в трубопроводах и на гидравлических аппаратах ведется на основе оценки режима течения.

Исходные данные для определения потерь давления:

- Q_p - расчетный расход рабочей жидкости;
- $Re = \frac{4Q_p}{\pi d v}$ - число Рейнольдса. Для жестких трубопроводов режим течения переход из ламинарного в турбулентный при $Re > 2300$; для рукавов высокого давления (РВД) – при $Re > 1600$ [20, 55];
- λ - коэффициент потерь давления по длине трубопровода.

Для расчета потерь на отдельных гидроаппаратах используются паспортные характеристики. Как правило, наибольшая часть потерь приходится на потери давления в распределителях и других контрольно-регулирующих аппаратах.

Необходимые параметры насоса определяются следующим образом:

$$- Q_H = V_O^H n_H \eta_O^H - \text{расчетная подача насоса (полезный расход);}$$

где V_O^H – объемная постоянная (рабочий объем) насоса;

$[p_H^{max}]$ – максимально допустимое рабочее давление согласно техническому паспорту;

η_O^H - коэффициент подачи (объемный КПД насоса);

η_H - полный КПД насоса;

$\eta_M^H = \eta_H / \eta_O^H$ - гидромеханический КПД насоса;

$[n_H]$ - допустимая частота вращения вала насоса в зависимости от условий всасывания.

Основные параметры гидромотора:

$$- V_O^{M1} - \text{объемная постоянная (рабочий объем) гидромотора;}$$

$$- V_O^H = V_O^{M1} z - \text{суммарный рабочий объем гидромоторов привода,}$$

где z – количество гидромоторов, работающих параллельно;

$$- \eta_M^H - \text{гидромеханический КПД гидромотора;}$$

$$- \eta_M - \text{полный КПД гидромотора;}$$

$$- \eta_O^M - \text{объемный КПД гидромотора;}$$

$$- [n_M] - \text{номинальная частота вращения гидромотора;}$$

$$- n_M = \frac{Q_H}{V_O^M} \eta_O^M - \text{расчетная частота вращения гидромотора.}$$

Частота вращения вала гидромотора не должна превышать допустимых величин, указанных в паспорте $n_M \leq [n_M]$.

В случае наличия редуктора, хотя его параметры и не относятся непосредственно к гидроприводу, но тем не менее должны учитываться в расчетах: $n_\phi = n_M / i_p$ - фактическая частота вращения привода; проверка по частоте вращения исполнительного органа - выполнена если $n_\phi \geq n_p$, где i – передаточное

отношение редуктора [20, 55].

Расчетная нагрузка гидродвигателя определяется расчетным моментом M_0 :

- $M_M^P = \frac{M_0}{i_p \eta_p}$ - расчетный момент на валу гидромотора;
- $\Delta p_M = \frac{2\pi M_M^P}{V_O^M \eta_M^P}$ - перепад давления на гидромоторе.

Распределение значений давления рабочей жидкости по гидроцепочке аппаратов определяется, в основном, перепадом давления на гидромоторе Δp_M , потерями давления по длине трубопровода, а также на местных сопротивлениях и отдельных гидроаппаратах как для напорной Δp_H , так и для сливной Δp_c линий [20].

- $u = \frac{Q_H}{(\pi d^2/4)}$ - скорость рабочей жидкости на участке трубопровода;
- $\Delta p_L = \lambda p_{ж} \frac{L}{d} \frac{u^2}{2}$ - потери в трубопроводе по его длине;
- $\Delta p_\xi = \xi p_{ж} \frac{u^2}{2}$ - потери на местных сопротивлениях;
- $p_H = \Delta p_H + \Delta p_c + \Delta p_M$ - давление на выходе из насоса.

Суммарные потери давления не должны превышать некоторого допустимого значения Δp .

Выходные параметры привода:

- $k_{зс} = \frac{n_\phi}{n_o}$ - коэффициент запаса привода по частоте вращения;
- $p_M = [p] - \Delta p_c - \Delta p_H$ - максимально возможный перепад давления на гидромоторе;
- $M_M = \frac{p_M V_O^M}{2\pi}$ - максимально возможный момент на гидромоторе;
- $M_\phi = M_M i_p \eta_p$ - наибольший момент, развиваемый в приводе вращения с учетом редуктора (если таковой имеется);
- $k_{зМ} = \frac{M_\phi}{M_0}$ - коэффициент запаса по моменту;
- $N_\phi = M_\phi 2\pi n_\phi$ - мощность привода максимально возможная;
- $N_H = \frac{Q_H [p]}{\eta_H \eta_{PK}}$ - мощность, необходимая для привода насоса;

- $\eta_{\Gamma} = \frac{p_M}{[p]}$ - гидравлический КПД привода;
- $\eta = \frac{N_{\Phi}}{N_H}$ - общий КПД привода;
- $\Delta N = N_H \eta_{pk} - \frac{N_{\Phi}}{\eta_P}$ - потери мощности в гидравлической системе;
- $A = \frac{\Delta N k_B}{\Delta t k_0}$ - необходимая площадь поверхности теплоотвода.
- $(M_H)_{max} = \frac{[p] V_O^H}{2\pi \eta_M^H}$ - расчетный момент привода насоса.

Решение, удовлетворяющее оптимальному варианту, удастся получить не всегда так как номенклатура выпускаемых гидроаппаратов отечественной промышленностью ограничена рядом стандартных типоразмеров. Тем не менее рациональное решение можно получить, как правило, в результате проработки нескольких вариантов комплектации [20].

Выходные характеристики гидропривода вращательного действия:

- мощность привода насоса, $N_H = \frac{Q_H^{\Gamma} p_H}{\eta_M^H 60}$, кВт;
- эффективный расход насоса: $Q_H = Q_H^{\Gamma} - r_O^H p_H$, л/мин;
- объемный КПД насоса: $\eta_O^H = \frac{Q_H}{Q_H^{\Gamma}}$;
- эффективная мощность насоса $N_H^{\exists} = \frac{Q_H p_H}{60}$, кВт;
- эффективный расход гидромотора, $Q_M = Q_H - r_O^M p_H$, л/мин;
- частота вращения вала гидромотора, $n_M = \frac{Q_M}{V_O^M} 1000$, об/мин;
- частота вращения выходного звена привода, $n = n_M / i_p$, об/мин;
- момент на валу гидромотора, $M_M = \frac{p_H V_O^M \eta_{\Gamma} \eta_M^M}{2\pi}$, Н·м;
- момент на выходном звене привода, $M = M_M i_p \eta_p$, Н·м;
- эффективная мощность привода, $N = \frac{2\pi M n}{60000}$, кВт;
- КПД привода, $\eta = \frac{N}{N_H}$.

Для уточненного расчета параметров привода вращения бурового става машины БТС-150 воспользуемся программой в среде Excel, разработанной на

кафедре «Наземные транспортно-технологические средства» Российского университета транспорта (МИИТ) под руководством Ю.П. Майорова [63]. Результаты приведены в таблицах 5.3-5.13.

Таблица 5.3 – Исходные параметры к расчету привода вращения бурового става

Показатель	Значение
Момент на валу гидромотора, Н·м	2800
Частота вращения вала гидромотора, об/мин	240,00
Коэффициент запаса, учитывающий снижение объемного КПД	1,05
Частота вращения привода, с учетом коэффициента запаса, об/мин	252,00

Таблица 5.4 Предварительная оценка параметров привода

Показатель	Значение
Мощность привода, кВт	73,9
Полезная мощность привода, кВт	101,3
Потребная мощность для привода насоса, кВт	112,6

Таблица 5.5 Параметры, зависящие от условий работы привода

Показатель	Значение
Расчетное давление жидкости в гидросистеме, МПа	32
Расчетная температура воздуха, град	20
Принятая для расчета температура жидкости, град	55
Принятое значение вязкости рабочей жидкости, сСт	10
Коэффициент теплоотдачи Вт/(м ² ·град)	23
Использование привода по времени в течение смены (K _в)	0,85
Плотность рабочей жидкости, кг/м ³	890
Потребный расход жидкости, м ³ /с	0,00405

Таблица 5.6 Параметры гидравлических линий

Показатель	Значение
Принятая длина рукавов высокого давления напорной/сливной линий, м	3/3
Принятая длина жесткого трубопровода напорной/сливной линий, м	3/3
Диаметр рукавов высокого давления напорной/сливной линий, мм	32/32
Диаметр жестких трубопроводов напорной/сливной линий, мм	32/32

Таблица 5.7 Параметры привода насоса

Показатель	Значение
Паспортная мощность двигателя, кВт	220,0
Принятое значение частоты вращения вала двигателя (согласно паспорту), об/мин	1150
Частота вращения вала насоса, об/мин	1150

Таблица 5.8 Данные для определения потерь давления

Показатель	Значение
Расход рабочей жидкости, м ³ /с	0,00405
Показатель Re для рукавов высокого давления напорной/сливной линий	16132/16132
Коэффициент потерь давления для рукавов высокого давления напорной/сливной линий	0,02804/0,02804
Показатель Re для жестких трубопроводов напорной/сливной линий	16132/16132
Коэффициент потерь давления для жестких трубопроводов напорной/сливной линий	0,02804/0,02804

Таблица 5.9 Потери на местных сопротивлениях в напорной линии

Аппараты, тип сопротивления	Режим	Коэфф. потерь	Кол.	Всего
Гидрозамки, обратные клапаны и т.д.	Турбу- лентный	2,5	1	2,5
Вход в фильтры и т. д.		0,85	2	1,7
Прочие		1	4	4
Всего		8,2		

Таблица 5.10 Коэффициенты местных сопротивлений в сливной линии

Тип, участок сопротивления	Режим	Коэфф. потерь	Кол.	Всего
Выход жидкости в гидробак	Лами- нарный	2	1	2
Прочие		1	4	4
Всего		6		

Таблица 5.11 Потери на гидравлических аппаратах

Тип, участок сопротивления	Режим	Коэфф. потерь	Кол.	Всего
Потери на распределителе (линия Р-А), $d_y = 30$, МПа	Турбу- лентный	0,35	1	0,35
Потери на распределителе (линия В-Т), $d_y = 30$, МПа		0,35	1	0,35
Потери на фильтре, МПа		0,1	1	0,1
Потери на теплообменнике, МПа		0,05	1	0,05
Всего	0,85			

Таблица 5.12 Потери давления в напорной/сливной линиях

Показатель	Значение
Скорость жидкости в РВД, м/с	5,66/5,66
Потери давления в РВД, МПа	0,04/0,04
Потери по длине трубопровода, МПа	0,04/0,04
Потери от местных сопротивлений в гидрوليнии, МПа	0,11/0,08
Потери на гидроаппаратах, МПа	3,5/0,5
Всего, МПа	0,53/0,65
Давление на выходе из насоса, МПа	20,3

Таблица 5.13 Параметры привода вращения бурового става

Показатель	Значение
Частота вращения вала насоса, об/мин	1150
Подача насоса, л/мин	273,1
Частота вращения бурового става, об/м	259,5
Коэффициент запаса по частоте вращения	1,081
Максимальный перепад давления на гидромоторе, МПа	23,81
Максимальный момент на валу гидромотора, Н·м	3488,6
Коэффициент запаса по моменту	1,246
Максимальная реализуемая мощность, кВт	94,74
Потребная мощность для привода вращения бурового става, кВт	125, 0
Полный КПД привода	0,76
Потери мощности в приводе вращения бурового става, кВт	30,31
Требуемая площадь поверхности теплоотвода, м ²	32,0

Изменения в приводе вращения, очевидно, приведут также к некоторым конструктивным изменениям и в механизме подачи. (См. раздел 5.3.2).

5.3.2 Модернизация привода подачи бурового става

В серийно выпускаемом в настоящее время буровом тракторном станке БТС-150БГ используется один гидроцилиндр в механизме подачи диаметром 200 мм. Гидравлическая схема привода механизма подачи представлена на рисунке 5.12.

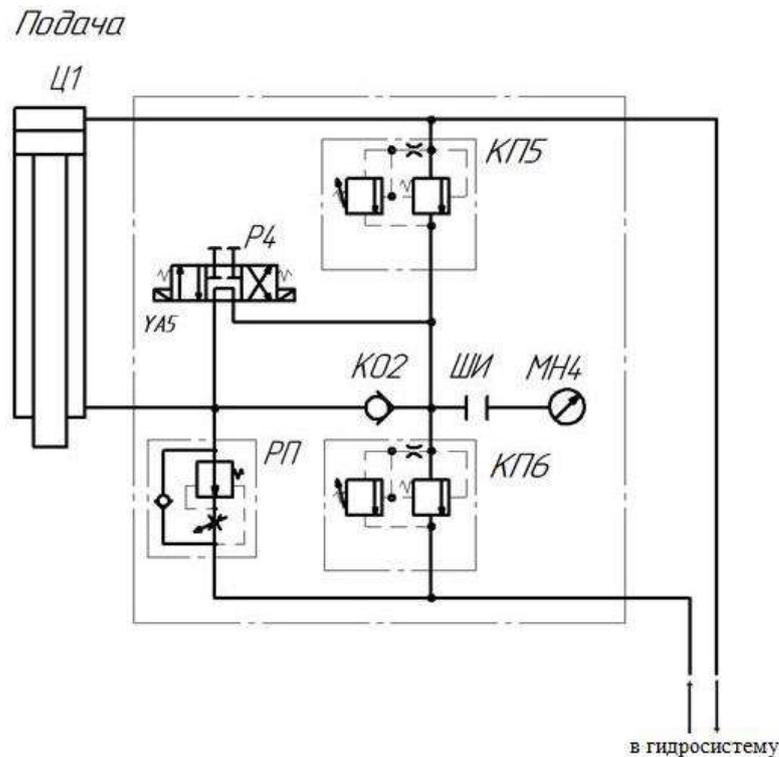


Рисунок 5.12 – Гидравлическая схема привода подачи серийно выпускаемой машины БТС-150

В модернизируемом варианте целесообразна замена одного гидроцилиндра подачи двумя, т. к. это обеспечит отсутствие перекосов при работе механизма. Соответствующая гидросхема представлена на рисунках 5.13, 5.14.

Таким образом, для расчета параметров привода подачи имеем следующие исходные данные: рабочее давление в системе – 32 МПа, усилие на штоке гидроцилиндра – 75000 Н. Для определения скорости штока воспользуемся следующими соображениями: проходка буровой скважины для машин типа БТС-150 составляет до 30 м/ч, или, соответственно 0,008 м, для расчета принимаем 0,01 (с некоторым запасом).

Для обеспечения работоспособности гидропривода с гидроцилиндром требуется, чтобы усилие, создаваемое приводом, было достаточно для преодоления внешних сопротивлений, сил инерции привода и рабочего органа [55]:

$$F_{\text{пр}} \geq F_c = F_{\text{и}} + F_{\text{т}}; \quad (5.14)$$

где $u_{\text{пр}} \geq [u]$;

$F_{\text{пр}}$ - расчетное усилие привода,

F_c - сила сопротивления движению,

$F_{\text{и}}$ - сила инерции привода и груза,

$F_{\text{т}}$ - сила сопротивления, определяемая выполняемым технологическим процессом,

$u_{\text{пр}}$ - скорость движения исполнительного звена привода,

$[u]$ - скорость исполнительного звена привода.

Эти условия определяют необходимую выходную мощность привода:

$$N_{\text{пр}} = F_{\text{пр}} u_{\text{пр}}. \quad (5.15)$$

Здесь и далее приняты следующие обозначения:

– $V_0^{\text{н}}$ - рабочий объем насоса, $n_{\text{н}}$ - частота вращения вала насоса, $\eta_{\text{М}}^{\text{н}}$ - гидромеханический КПД насоса, $\eta_0^{\text{н}}$ - объемный КПД насоса, $\eta_{\text{М}}^{\text{п}}$ - гидромеханический КПД гидроцилиндра,

– $\eta_r, \eta_0^{\text{с}}$ - гидравлический и объемный КПД магистралей и аппаратуры распределения и защиты;

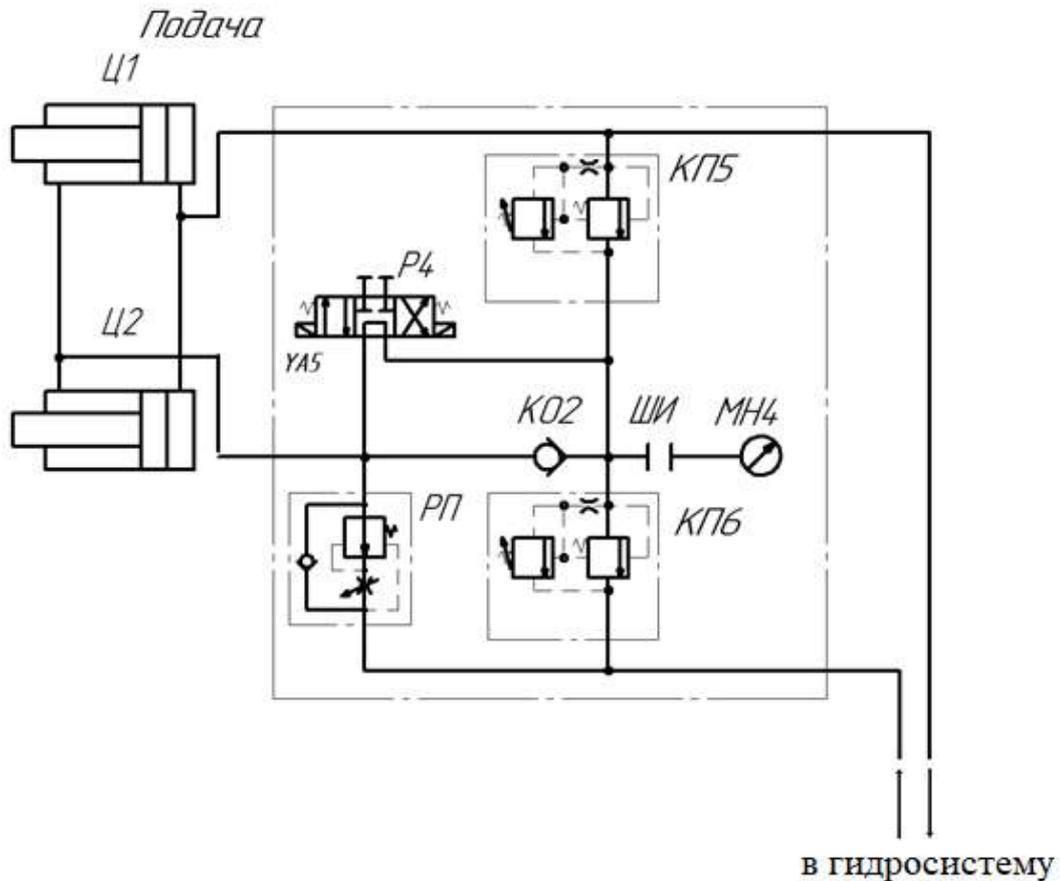


Рисунок 5.13 – Гидравлическая схема модернизированного привода подачи машины БТС-150

– Δp_1 ; Δp_2 - потери давления на напорной и сливной линиях, включая потери на гидроаппаратах;

– A — площадь рабочей полости гидроцилиндра.

Величина давления p_n ограничивается установкой в гидросистеме предохранительного клапана, настроенного на давление $p_k = (1.2 \div 1.6)[p] \leq p_{max}$, где p_{max} - максимальное давление для гидроагрегатов. При закрытом клапане момент на двигателе привода насоса определяется давлением в напорной линии [55]:

$$M_H = \frac{p_n V_0^H}{2\pi\eta_M^H}. \quad (5.16)$$

Для гидравлического привода, включающего насос и гидроцилиндр скорость штока $u_{пр} = \frac{n_H V_0^H \eta_0^H \eta_0^C}{A}$, давление насоса $p_H = \frac{F_C}{A\eta_M^H \eta_r}$, мощность привода насоса:

$$N_H = \frac{F_C \cdot u_{пр}}{\eta_M^H \eta_0^H \eta_0^C \eta_M^H \eta_r}. \quad (5.17)$$

Для предварительных расчетов принимают, что в процессе разгона и торможения ускорение привода постоянно.

Мощность гидравлического привода при разгоне:

$$N = (F_H + F_{ст})u/\eta, \quad (5.18)$$

где η - коэффициент полезного действия передаточного механизма. Скорость установившегося движения u выбирают, исходя из необходимого времени на операцию и хода S :

$$\frac{u^2}{a} + S = \tau u \quad (5.19)$$

Для определения параметров привода и предварительного выбора гидравлической аппаратуры исходными данными являются полученные в результате предварительного расчета значения нагрузок и скорости гидроцилиндра:

$$F_0 = F, u_0 = u. \quad (5.20)$$

Исходные параметры для расчета гидравлического привода принимаются в соответствии с результатами расчета сопротивлений движению для наиболее тяжелых режимов нагружения и необходимой для обеспечения заданной

производительности скорости движения приводимого гидравлическим цилиндром механизма [55]:

- F_{ϕ} - необходимое усилие гидроцилиндра; принимаем
- $F_{\phi} = 5000$ н (усилие на внешнем рычаге);
- u_{ϕ} - требуемая скорость движения гидроцилиндра.

Расчетная скорость гидроцилиндра $u_p = u_0 k_c$, k_c - коэффициент запаса на износ агрегатов, учитывающий снижение скорости привода при увеличении расхода утечек в результате износа гидроагрегатов [55].

Рабочая полость определяется направлением действия силы сопротивления движению цилиндра: если цилиндр при работе сжат, то рабочей полостью является поршневая, если растянут, то штоковая:

$$\varphi = \frac{A_1}{A_2} - \text{коэффициент гидроцилиндра,}$$

где A_1 -площадь поршня,

A_2 -площадь поршневого кольца.

Коэффициент расхода в сливной линии цилиндра: $k_Q = 1/\varphi$, если рабочая полость - поршневая и $k_Q = \varphi$, если штоковая.

z - число гидроцилиндров, включенных параллельно на привод одного рабочего органа; в нашем случае 2.

Предварительная оценка параметров привода выполняется на основе исходных данных [55]:

- $N_0 = F_0 u_0$ - расчетная эффективная мощность привода;
- $N_H^r = \frac{N_0}{\eta_{\Gamma} \eta_{\text{ц}}}$ - расчетная гидравлическая мощность насоса, КПД

гидравлический привода и гидроцилиндра;

- $N_H^p = N_H^r / \eta_H$ - расчетная мощность привода насоса;
- η_H - полный КПД насоса.

Параметры, зависящие от условий работы привода, принимаются в соответствии с исходными техническими требованиями и техническим заданием на проектирование механизма:

- $[p]$ - расчетное давление жидкости в гидросистеме;
- t_B - расчетная температура воздуха;
- Δt - перепад температур между окружающим воздухом и жидкостью;
- - сорт рабочей жидкости выбирается в зависимости от условий работы гидропривода;
- $t_{ж} = t_B + \Delta t$ - расчетная рабочая температура жидкости;
- V - вязкость рабочей жидкости, соответствующая расчетной температуре жидкости;
- k_0 - коэффициент теплоотдачи, соответствующий определенным условиям охлаждения;
- k_B - коэффициент использования привода по времени;
- $\rho_{ж}$ - плотность рабочей жидкости;
- $Q_p = N_H^r / [p]$ - расчетный расход рабочей жидкости в напорной линии;
- $Q_c = Q_p k_Q$ - расчетный расход в сливной линии.
- Подбираем параметры гидравлических линий (шлангов и трубопроводов):
- $L_{ГС}, L_{ГН}$ - длины РВД сливной и напорной линий гидропривода;
- $L_{ЖС}, L_{ЖН}$ - длины жесткого трубопровода сливной и напорной линий;
- $[u]$ - расчетная скорость жидкости в трубопроводе, принимается в зависимости от расчетного давления в системе: до 10МПа - 3м/с, 16МПа - 5м/с, более 20МПа - 7м/с;
- $d_p = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi[u]}}$ - расчетный диаметр трубопровода;
- $d_{ГС}, d_{ГН}$ - диаметры РВД сливной и напорной линий;
- $d_{ЖС}, d_{ЖН}$ - диаметры жесткого трубопровода сливной и напорной линий;
- Далее выбираются параметры привода насоса (см. п.2.4 таблицы)
- N_e - мощность двигателя привода насоса;
- n_e - номинальная частота вращения вала двигателя;
- i_{pk} - передаточное отношение раздаточной коробки (если есть);

- n_H - частота вращения вала насоса;
- η_{pk} - КПД раздаточной коробки.

Исходные данные для определения потерь давления:

- Q_p -расчетный расход рабочей жидкости;
- $Re = \frac{4Q_p}{\pi d v}$ -число Рейнольдса, которое определяется для отдельных участков

трубопровода.

Расчет суммы коэффициентов местных сопротивлений ξ , проводится аналогично предыдущему случаю (см. выше 5.3.1).

Основные параметры гидроцилиндра:

Расчетный диаметр поршня гидроцилиндра:

- при работе поршневой полостью $D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_0}{z\pi[p]}}$;
- при работе штоковой полостью $D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_0}{z\pi(1-1/\varphi)[p]}}$.

Диаметр поршня цилиндра принимается по таблицам равным или большим расчетного. Расчетный диаметр штока $D_{Ш} = D_{\Pi} \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)$.

Реальный диаметр штока цилиндра принимается по таблицам.

Суммарная площадь поршней цилиндров:

$$A_1 = z \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4}. \quad (5.21)$$

Суммарная площадь поршневых колец цилиндров

$$A_2 = z \frac{\pi(D_{\Pi}^2 - D_{Ш}^2)}{4}. \quad (5.22)$$

Номинальная скорость цилиндра при работе поршневой полостью:

$$u = Q_H / A_1. \quad (5.23)$$

Номинальная скорость цилиндра при работе штоковой полостью:

$$U = Q_H / A_2. \quad (5.24)$$

Проверка по допустимой скорости цилиндра: выполнена, если $u \leq [u]$.

Распределение давления в гидросистеме определяется перепадом давления на гидроцилиндре и потерями давления в трубопроводах, на местных

сопротивлениях и на гидроаппаратах, определяемых отдельно для напорной и сливной линий [55].

Расчетные зависимости для определения потерь:

- $u = \frac{Q_H}{(\pi d^2/4)}$ - скорость рабочей жидкости на участке трубопровода;
- $\Delta p_L = \lambda p_{ж} \frac{L}{d} \frac{u^2}{2}$ - потери давления в трубопроводах на отдельных участках;
- $\Delta p_\xi = \xi p_{ж} \frac{u^2}{2}$ - потери на местных сопротивлениях;
- Δp_c - общие потери давления на сливе;
- $p_2 = \Delta p_c$ - давление на выходе из гидроцилиндра.

Давление на входе в цилиндр при работе поршневой полостью:

$$p_1 = \left(\frac{F_0}{\eta_{ц}} + p_2 A_1 \right) / A_2; \quad (5.25)$$

при работе штоковой полостью:

$$p_1 = \left(\frac{F_0}{\eta_{ц}} + p_2 A_2 \right) / A_1, \quad (5.26)$$

где Δp_H - общие потери давления на напорной линии;

$p_m = \Delta p_H + p_1$ - давление на выходе из насоса; проверка по давлению: выполнена, если $\Delta p_m \leq [p]$.

Выходные параметры привода:

$k_{зс} = \frac{u}{u_0}$ - коэффициент запаса по скорости.

Наибольшее усилие, создаваемое гидроцилиндром:

- при работе поршневой полостью:

$$F_m = (([p] - \Delta p_H) A_1 - \Delta p_c A_2) \eta_{ц}; \quad (5.26)$$

- при работе штоковой полостью:

$$F_m = (([p] - \Delta p_H) A_2 - \Delta p_c A_1) \eta_{ц}; \quad (5.27)$$

- $k_{зF} = \frac{F_m}{F_0}$ - коэффициент запаса по максимальному усилию;

- $N_m = F_m u$ - наибольшая выходная мощность привода;

- $N_H = \frac{Q_H [p]}{\eta_H \eta_{РК}}$ - мощность, необходимая для привода насоса;

- $\eta_r = \frac{p_m - \Delta p_H - \Delta p_c}{p_m}$ - гидравлический КПД привода;
- $\eta = \frac{N_m}{N_H}$ - общий КПД привода;
- $\Delta N = N_H \eta_{PK} - \frac{N_m}{\eta_p}$ - потери мощности в гидравлической системе;
- $A = \frac{\Delta N k_B}{\Delta t k_0}$ - необходимая площадь поверхности теплоотвода.
- $(M_H)_{max} = \frac{[p] V_0^H}{2\pi \eta_M^H}$ - расчетный момент привода насоса.

Результаты уточненного расчета параметров привода подачи представлены в таблицах 5.14-5.25 [69].

Таблица 5.14 Исходные параметры для расчета привода подачи бурового става

Показатель	Значение
Требуемое усилие подачи, Н	150000
Требуемая скорость подачи, м/с	0,070
Коэффициент запаса, учитывающий снижение объемного КПД	1,00
Расчетная скорость подачи, м/с	0,070
Рабочая полость	штоковая
Количество гидроцилиндров подачи	2

Таблица 5.15 Предварительная оценка параметров привода

Показатель	Значение
Мощность привода кВт,	10,5
Полезная мощность насоса, кВт	12,3
Потребная мощность привода насоса, кВт	13,6

Таблица 5.16 Условия работы привода

Показатель	Значение
Расчетное давление жидкости в гидросистеме, МПа	32
Расчетная температура воздуха, град	10
Рабочая жидкость	ВМГЗ
Принятая для расчета температура жидкости, град	55
Принятое значение вязкости рабочей жидкости, сСт	10
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·град)	23
Использование привода по времени в течение смены (К _в)	0,85
Плотность рабочей жидкости кг/м ³	890
Потребный расход в напорной/сливной линиях, м ³ /с	23/17,3

Таблица 5.17 Параметры гидравлических линий

Показатель	Значение
Принятая длина рукавов высокого давления напорной/сливной линий, м	2/2
Принятая длина жесткого трубопровода напорной/сливной линий, м	1/1
Диаметр рукавов высокого давления напорной/сливной линий, мм	15/15
Диаметр жестких трубопроводов напорной/сливной линий, мм	15/15

Таблица 5.18 Параметры привода насоса

Показатель	Значение
Паспортная мощность двигателя, кВт	220,0
Принятое значение частоты вращения вала двигателя (согласно паспорту), об/мин	1150
Частота вращения вала насоса, об/мин	1150

Таблица 5.19 Данные для определения потерь давления

Показатель	Значение
Расход в напорной линии, л/мин	23
Показатель Re для рукавов высокого давления напорной/сливной линий	3259/3259
Коэффициент потерь давления для рукавов высокого давления напорной/сливной линий	0,042/0,042
Показатель Re для жестких трубопроводов напорной/сливной линий	2451/2451
Коэффициент потерь давления для жестких трубопроводов напорной/сливной линий	0,045/0,045

Таблица 5.20 Потери на местных сопротивлениях в напорной линии

Аппараты, тип сопротивления	Режим	Коэфф. потерь	Кол.	Всего
Гидрозамки, клапаны с коническим запорным элементом	Турбу-лентный	2,5	1	2,5
Вход в фильтры, гидропневмоаккумуляторы и т. д.		0,85	2	1,7
Прочие		1	4	4
Всего		8,2		

Таблица 5.21 Коэффициенты местных сопротивлений в сливной линии

Тип, участок сопротивления	Режим	Коэфф. потерь	Кол.	Всего
Выход жидкости в гидробак	Лами-нарный	2	1	2
Прочие		1	4	4
Всего		6		

Таблица 5.22 Потери на гидравлических аппаратах

Тип, участок сопротивления	Режим	Коэфф. потерь	Кол.	Всего
Потери на распределителе (линия Р-А, $d_y = 20$), МПа	Турбулентный	0,32	1	0,32
Потери на распределителе (линия В-Т, $d_y = 20$), МПа		0,16	1	0,16
Потери на фильтре, МПа		0,1	1	0,1
Потери на теплообменнике, МПа		0,05	1	0,05
Всего		0,31		

Таблица 5.23 Основные параметры гидроцилиндра

Показатель	Значение
Диаметр поршня, мм	60,0
Диаметр штока, м	30,0
Гидромеханический КПД цилиндра	0,95
Расчетная скорость гидроцилиндра, м/с	0,048

Таблица 5.24 Потери давления в напорной/сливной линиях

Показатель	Значение
Потери давления в РВД, МПа	0,005
Потери давления по длине трубопровода, МПа	0,01
Потери от местных сопротивлений в гидролинии, МПа	0,005
Потери на гидроаппаратах, МПа	0,31
Общие потери в напорной линии, МПа	0,32

Таблица 5.25 Параметры привода подачи бурового става

Показатель	Значение
Максимальное значение давления, МПа	28,5
Частота вращения вала насоса, об/мин	1150
Подача насоса, л/мин	16,4
Максимальное усилие подачи, Н	168723
Максимальная реализуемая мощность, кВт	8,2
Коэффициент запаса по усилию подачи	1,125
Потребная мощность для привода подачи, кВт	9,8
Полный КПД привода	0,83
Потери мощности в приводе подачи, кВт	1,65

Эскизная проработка конструкции механизма подачи показала, что не требуются изменения в габаритных размерах буровой рамы.

Таким образом, в результате предложенных изменений модернизированная гидравлическая схема приобретает вид, представленный на рисунке 5.14.

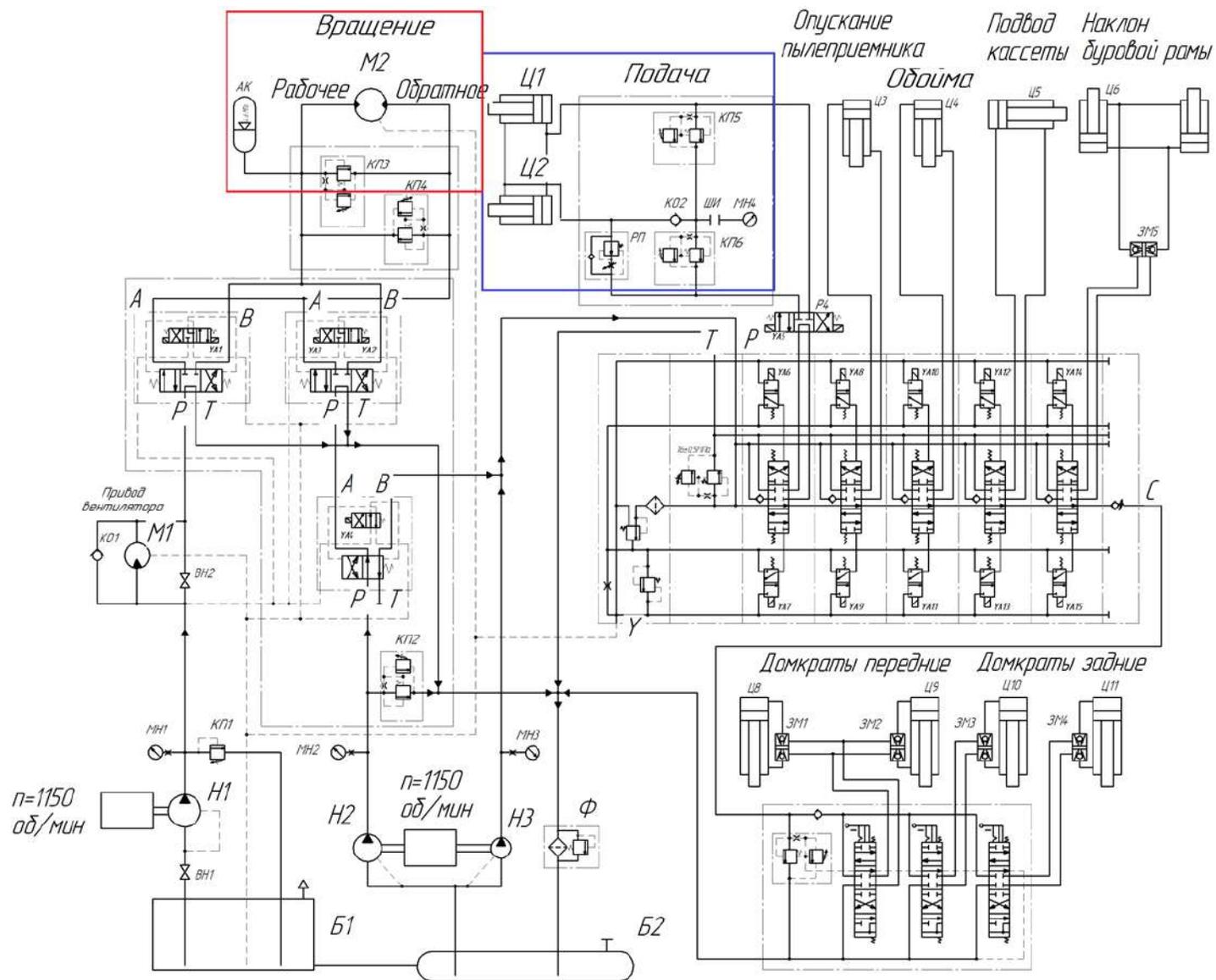


Рисунок 5.14 – Гидравлическая схема БТС-150. Модернизированный вариант

В качестве гидроцилиндров подачи бурового става рассматривались обычные дифференциальные гидроцилиндры, с соотношением диаметров поршня и штока 1,66 (соотношение из стандартного ряда). При таких параметрах гарантированно обеспечивается необходимая устойчивость штока во всем диапазоне нагрузок [19], которые могут достигать 150000 Н (15 тс) на буровом стае.

Достоинством предлагаемого решения является то обстоятельство, что предлагаемые конструктивные изменения не требуют сколько-нибудь существенных экономических затрат и переналадки производственных процессов.

Так как общее количество гидроаппаратов увеличилось на единицу (два гидроцилиндра подачи вместо одного), то надежность, собственно гидравлической схемы практически не изменится (см. выше, раздел 3). При этом общая надежность за счет отказа от редуктора возрастет (см. также раздел 3).

5.4 Выводы по разделу 5

1 Замена низкомоментного аксиально-поршневого гидромотора высокомоментным радиально-поршневым типа МРФ позволяет существенно упростить конструкцию за счет отказа от редуктора, что улучшает показатели надежности.

2 С целью сохранения общей компоновки привода подачи бурового става, при замене низкомоментного гидромотора высокомоментным требуется также замена одного гидроцилиндра двумя, расположенными симметрично относительно гидромотора, что позволяет избежать перекосов при движении опорной плиты по направляющим и обеспечить таким образом устойчивую работу привода вращения.

3 В модернизированную конструкцию необходима также установка опорной плиты, воспринимающей усилие от гидроцилиндров и передающей усилие подачи на буровой став, что позволяет избежать передачи усилий на корпус гидромотора.

4 Вышеуказанные конструктивные изменения не приводят к каким-либо

существенным изменениям в габаритах механизма подачи и вращения, что, в свою очередь, не требует сколько-нибудь существенной переработки конструкции, что снижает стоимость машины в целом и упрощает процедуры технического обслуживания и ремонта.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам диссертационного исследования получены следующие итоги, рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы:

1 Обобщены результаты научных исследований, технических и технологических решений по повышению надежности гидравлического привода вращения бурового става буровых тракторных станков. К основным тенденциям развития привода относится в первую очередь применение современных гидравлических агрегатов высокого давления, в том числе высокомоментных гидромоторов.

2 Установлено, что снижение динамических нагрузок в приводе вращения бурового става и повышение надежности может быть достигнуто за счет внесения конструктивных изменений.

3 Установлено, что наиболее тяжелыми в плане режима нагружения привода вращения бурового става являются условия при бурении трещиноватых скальных пород и грунтов с валунными включениями.

4 Установлено, что колебания нагрузки, действующей на гидропривод механизма вращения става, носят случайный характер; режимы работы привода являются нестационарными.

5 Показано, что стабилизация нагрузки двигателя и гидросистемы может быть достигнута реализацией рациональных конструктивных параметров привода вращения бурового става с использованием гидропневмоаккумулятора.

6 Показано, что предельные значения объемного КПД гидропривода буровых машин как основного эксплуатационного параметра определяются преимущественно конкретными условиями работы машины, и, в частности, физико-механическими характеристиками грунта (скальной породы).

7 Доказано, что замена низкомоментного гидромотора высокомоментным позволяет повысить надежность работы привода в период нормальной

эксплуатации примерно в 1,5 раза вне зависимости от того, какой уровень надежности принят за минимально допустимый.

8 Разработана компьютерная модель, позволившая определить, что амплитуда колебаний давления в установившемся режиме в случае привода с высокомоментным гидромотором на 45–50 % ниже, чем в случае с редуктором и низкомоментным гидромотором.

9 Установлено, что в период разгона наибольшая амплитуда колебаний давления происходит в первые 2–2,5 сек и почти не зависит от наличия или отсутствия редуктора (привод с высокомоментным гидромотором).

10 Разработано новое техническое решение с заменой низкомоментного гидромотора высокомоментным, что позволяет упростить конструкцию и получить доказанный экономический эффект.

11 Доказано, что для привода вращения бурового става БТС-150 с высокомоментным гидромотором (привод без редуктора) с рабочим объемом 1000 см³ рациональный объем гидропневмоаккумулятора составляет 45–50 л. Дальнейшее увеличение объема не дает положительного эффекта и не представляется рациональным с конструктивной точки зрения.

12 Рекомендуются применение предлагаемых технических решений в наземных транспортно-технологических машинах, применяемых в транспортном строительстве и путевом хозяйстве с учетом специфики их конструкций и применения. Эффективность предлагаемых решений подтверждается актом внедрения от завода-изготовителя (АО «МЭМП»).

13 Перспективой дальнейшей разработки темы является разработка методики учета влияния случайных факторов, как антропогенного, так и природного происхождения на динамические процессы, возникающие в объемном гидроприводе машин транспортного строительства, а также влияния вышеуказанных факторов на надежность и долговечность основных агрегатов привода.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

РУТ (МИИТ) – Федеральное государственной автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский университет транспорта»;

ФГАОУ ВО - Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования;

БТС – буровой тракторный станок;

КПД – коэффициент полезного действия;

РВД – рукав высокого давления;

СНиП – свод норм и правил;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

МРФ – мотор радиальный фланцевый.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Баловнев, В.И.** Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин / В.И. Баловнев. – М.: Машиностроение, 1974. – 232 с. - ISBN 978-5-9228-1632-8. – Текст : непосредственный.
- 2 **Барышев, В.И.** Повышение технического уровня и надежности гидропривода тракторов и сельхозмашин в эксплуатации : специальность 05.20.03 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Барышев Валерий Иванович ; Южно-Уральский государственный университет. – Челябинск, 1989. – 463 с. – Текст : непосредственный.
- 3 **Башта, Т.М.** Гидравлика, гидромашин и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта. – М.; ИД Альянс, 2010. – 423 с. – Текст : непосредственный.
- 4 **Башурова, Е.И.** БАМ: магистраль в будущее / Е.И. Башурова. – Благовещенск : Дальний Восток, 2014. – 320 с. – Текст : непосредственный.
- 5 **Белецкий, Б.Ф.** Строительные машины и оборудование : учебное пособие / Б.Ф. Белецкий, И.Г. Булгакова – 3-е изд., стер. – Санкт-Петербург : Лань, 2012. – 608 с. ISBN 978-5-8114-1282-2. – Текст : непосредственный.
- 6 **Берман, В.М.** Исследование и создание систем привода горных машин с турбомуфтами и гидрообъемными передачами : специальность 05.00.00: «Техника» : автореферат на соискание диссертации доктора технических наук / Берман Валериан Михайлович ; Институт горного дела им. А.А. Скочинского. – М.: 1971. – 40 с. – Текст : непосредственный.
- 7 **Бойко, Н.И.** Сервис самоходных машин и автотранспортных средств : учебное пособие для студентов вузов / Бойко Н.И., Санамян В.Г., Хачкинаян А.Е. – Ростов-на-Дону : Феникс, 2008. – 512 с. - ISBN 978-5-222-10593-1. – Текст : непосредственный.

- 8 **Буткин, В.Д.** Буровые машины и инструменты : учебное пособие для студентов вузов / В.Д. Буткин, И.И. Демченко ; Министерство образования и науки РФ, Сибирский федеральный ун-т, Ин-т горного дела, геологии и геотехнологий. – Красноярск : СФУ, 2012. – 118 с. - ISBN 978-5-7638-2514-5. – Текст : непосредственный.
- 9 **Быков, И.Ю.** Эксплуатационная надежность и работоспособность буровых машин : учеб. пособие / И.Ю. Быков, Н.Д. Цхадая ; М-во образования и науки РФ, Ухт. гос. техн. ун-т (УГТУ). – Ухта : УГТУ, 2004. – 196 с. - ISBN 978-5-902665-43-4. – Текст : непосредственный.
- 10 **Васильченко, В.И.** Гидропривод мобильных машин / В.И. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983. – 202 с. – Текст : непосредственный.
- 11 **Вентцель, Е.С.** Теория вероятностей и ее инженерные приложения / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Академия, 2003. – 459 с. - ISBN 5769510528. – Текст : непосредственный.
- 12 **Виленский, П.Л.** Оценка эффективности инвестиционных проектов : Теория и практика : учеб. пособие / П.Л. Виленский, В.Н. Лившиц, С.А. Смоляк. – М. : Поли Принт Сервис, 2015. – 1300 с. – Текст : непосредственный. – ISBN 978-5-904466-17-6.
- 13 **Волков, Д. П.** Надежность строительных машин и оборудования : учебное пособие для студентов вузов / Д. П. Волков, С. Н. Николаев. – М.: Высшая школа, 1979. – 400 с. – Текст : непосредственный.
- 14 **Гаврилов, К.Л.** Дорожно-строительные машины иностранного и отечественного производства: устройство, диагностика и ремонт / К.Л. Гаврилов, Н.А. Забара. – М.: Майор, 2006. – 480 с. ISBN 5-98551-021-2. – Текст : непосредственный.
- 15 **ГОСТ 27.102-2021.** Надежность объекта. Термины и определения. национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Росстандарта от 08.10.2021 №1104-ст дата введения

01.01.2022 / разработан – «Стандартинформ». - М.: 2021. – 45 с. ; – Текст : непосредственный.

16 **Гриневич, Г.П.** Надежность строительных машин / Г. П. Гриневич, Е. А. Каменская, А. К. Алферов и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1983. – 296 с. – Текст : непосредственный.

17 **Гринчар, Н.Г.** Надежность гидроприводов строительных, путевых и подъемно-транспортных машин : учебник / Н.Г. Гринчар. – М.: Автограф, 2016. – 368 с. - М.: Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте, 2007. – 301 с. - ISBN 978-5-89035-437-2. – Текст : непосредственный.

18 **Гринчар, Н.Г.** Методы и средства повышения эксплуатационной надежности гидроприводов дорожных и строительных машин : специальность 05.05.04. «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Гринчар Николай Григорьевич ; Московский государственный университет путей сообщения. – Москва, 2007. – 369 с. – Текст : непосредственный.

19 **Гринчар, Н.Г.** Основы гидропривода машин : учебное пособие / Н.Г. Гринчар, Н.А. Зайцева – Часть 1 – М.: ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. – 408 с. - ISBN 978-5-89035-909-4. – Текст : непосредственный.

20 **Гринчар, Н.Г.** Основы гидропривода машин : учебное пособие / Н.Г. Гринчар, Н.А. Зайцева – Часть 2. – М.: ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. – 565 с. - ISBN 978-5-89035-909-4. – Текст : непосредственный.

21 **Гринчар, Н.Г.** Эволюция приводов става буровых станков транспортного строительства на базе промышленных тракторов / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Приводы и компоненты машин. – 2020. – № 1-2 (35). – С. 10-13. - ISSN: 2223-1587/ – Текст : непосредственный.

22 **Гринчар, Н.Г.** Применение современных буровых машин в транспортном строительстве / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин, М.Ю. Чалова // Научно-технический

вестник Брянского государственного университета. – 2020. – № 4. – С. 477-485. - eISSN: 2413-9920. – Текст : непосредственный.

23 **Гринчар, Н.Г.** Сравнение безредукторного и редукторного гидроприводов машин транспортного строительства / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин, М.Ю. Чалова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2022. – № 2. – С. 103-109. - eISSN: 2413-9920. – Текст : непосредственный.

24 **Гринчар, Н.Г.** Исследование динамики привода вращателя бурового става / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Приводы и компоненты машин. – 2021. – С. 7-11. - eISSN: 2500-0632. – Текст : непосредственный.

25 **Гринчар, Н.Г.** Влияние колебаний давления в гидросистемах буровых станков на режим работы и надежность / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Приводы и компоненты машин. – 2021. – № 4-6. – С. 2-3. – Текст : непосредственный.

26 **Гринчар, Н.Г.** Влияние пульсирующего режима нагружения на надёжность привода буровых машин транспортного строительства / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях. Материалы международной научно-практической конференции. – Белгород, 2020. – С. 92-101. – Текст : непосредственный.

27 **Гринчар, Н.Г.** Обзор вариантов модернизации привода бурового става БТС-150 / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях. Материалы международной научно-практической конференции. – Белгород, 2019. – С. 39-43. - ISBN: 978-5-361-00721-9. – Текст : непосредственный.

28 **Гринчар, Н.Г.** Безредукторный привод вращения бурового става машин транспортного строительства / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. Сборник докладов XXIII Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых. – 2019. – С. 587-589. – Текст : непосредственный.

- 29 **Гринчар, Н.Г.** Динамические процессы при работе вращателя бурового става буровых машин транспортного строительства / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях. Материалы международной научно-практической конференции. – Белгород, 2022. – С. 29-37. – Текст : непосредственный.
- 30 **Гринчар, Н.Г.** О влиянии пульсаций давления в гидроприводе на устойчивость и надежность функционирования / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях. Материалы международной научно-практической конференции. – Белгород, 2022. – С. 38-44. - ISBN 978-5-361-01075-2. – Текст : непосредственный.
- 31 **Гринчар, Н.Г.** Анализ пульсаций в гидросистеме привода вращения бурового става / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях. Материалы международной научно-практической конференции. – Белгород, 2021. – С. 43-50. - – Текст : непосредственный.
- 32 **Гринчар, Н.Г.** Модернизация привода вращения бурового става буровых тракторных станков типа БТС-150 / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях. Материалы международной научно-практической конференции. – Белгород, 2023. – С. 50-56. – Текст : непосредственный.
- 33 **Гринчар, Н.Г.** Моделирование работы гидропривода буровых тракторных станков / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2023. – №4. – С. 607-613. – Текст : непосредственный.
- 34 **Гринчар, Н.Г.** О надежности гидропривода буровых машин транспортного строительства / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. —2023. — № 5. — С. 266-273. – Текст : непосредственный.

- 35 **Гринчар, Н.Г.** О надежности гидроприводов машин транспортного строительства / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. Сборник докладов XXVII Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых. – 2023. – С. 226-229. – Текст : непосредственный.
- 36 **Гринчар, Н.Г.** Динамические процессы при работе вращателя бурового става буровых машин транспортного строительства / Н.Г. Гринчар, А.С. Шошин // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях. Материалы международной научно-практической конференции. – Белгород, 2022. – С. 29-37. – Текст : непосредственный.
- 37 **Давыдов, Б.Л.** Статистика и динамика машин в типичных режимах эксплуатации / Б.Л. Давыдов, Б.А. Скородумов. – М.: Машиностроение, 1967. – Текст : непосредственный.
- 38 **Демченко, И.И.** Буровые станки для открытых горных работ : учебное пособие / И.И. Демченко, С.Б. Васильев ; Сибирский федеральный университет. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 114 с. - ISBN 978-5-7638-1117-9. – Текст : непосредственный.
- 39 **Дубровин, В.А.** Статодинамические параметры гидрообъемного привода выгребного устройства путевых щебнеочистительных машин нового поколения : специальность 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Дубровин Вячеслав Анатольевич ; Московский государственный университет путей сообщения. – Москва, 2004. – 161 с. – Текст : непосредственный.
- 40 **Елинсон, И.И.** Методические указания на проектирование систем объемного гидропривода машин транспортного строительства / И.И. Елинсон, И.А. Панин. – М.: Оргтрансстрой, 1972. – 142 с. – Текст : непосредственный.

- 41 **Журба, В.А.** Машины для транспортного строительства / Журба В.А., Г. П. Тараканов, М. Л. Хайкис ; под ред. Б. Л. Вучетича. – М.: Транспорт, 1984. – 429 с. – Текст : непосредственный.
- 42 **Загорский, Г.С.** Экспериментальное исследование резонансных режимов в гидроприводе буровых машин / Г.С. Загорский, В.Ф. Ковальский // Исследование надежности и параметров погрузочно-разгрузочных и строительных машин. Труды МИИТа. – Вып. 559. – 1977. – С. 48. – Текст : непосредственный.
- 43 **Заленский, В.С.** Автоматическое управление строительными и дорожными машинами : учебное пособие / В.С. Заленский, Э.Н. Кузин, А.Б. Сырков. – М.: Стройиздат, 1996. – 320 с. - ISBN 5-274-00840-2. – Текст : непосредственный.
- 44 **Зорин, В.А.** Надежность механических систем : учебник / В.А. Зорин. – М.: Инфра-М, 2015. – 378 с. - ISBN 978-5-16-010252-8. – Текст : непосредственный.
- 45 **Иванов, Г.М.** Проектирование гидравлических систем машин / Г.М. Иванов, С. А. Ермаков, Б. Л. Коробочкин, Р. М. Пасынков ; под общ. ред. Г. М. Иванова. - М.: Машиностроение, 1992. – 224 с. - ISBN 5-217-01308-7. – Текст : непосредственный.
- 46 **Ильский, А.Л.** Буровые машины и механизмы : учебник для техникумов / А.Л. Ильский, А.П. Шмидт. – М.: Недра, 1989. – 396 с. – Текст : непосредственный.
- 47 **Камке, Э.** Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям / Э. Камке. – М.: Наука, 1976. – 576 с. – Текст : непосредственный.
- 48 **Капур, К.** Надежность и проектирование систем / К. Капур, Л. Ламберсон. – М.: Мир, 1980. – 605 с. – Текст : непосредственный.
- 49 **Кассандрова, О.Н.** Обработка результатов наблюдений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. – М.: Наука, 1970. – 104 с. – Текст : непосредственный.
- 50 **Квагинидзе, В.С.** Буровые станки на карьерах. Конструкции, эксплуатация, расчет : учебное пособие / В.С. Квагинидзе, Г.И Козова, Ф.А. Чакветадзе. – М.: Горная книга, 2021. – 291 с. ISBN 978-5-98672-280-1. – Текст : непосредственный.
- 51 **Квагинидзе, В.С.** Ремонтная технологичность буровых станков на угольных разрезах Севера / В.С. Квагинидзе, В.Ф. Петров, В.Г. Мерзляков. – М.: Изд.

Московский Государственный Горный Университет, 2006. - ISBN 5-7418-0426-8. – Текст : непосредственный.

52 **Кирсанов, А.Н.** Буровые машины и механизмы : учебник / А.Н. Кирсанов, В.П. Зиненко, В.Г. Кардыш. – М.: Недра, 1981. – 447 с. – Текст : непосредственный.

53 **Коваль, П.В.** Научные основы систематизации и расчета приводов горных машин : специальность 05.05.06 «Горные машины» : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Коваль Петр Васильевич ; Московский горный институт. – Москва, 1973. – 32 с. – Текст : непосредственный.

54 **Ковальский, В.Ф.** Исследование нетрадиционных режимов строительных буровых машин с гидроприводом : специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Ковальский Виктор Федорович ; Московский институт инженеров транспорта. – Москва, 1979. – 190 с. – Текст : непосредственный.

55 **Ковальский, В.Ф.** Анализ и синтез динамических параметров гидропривода скребковой цепи путевых щебнеочистительных машин : специальность 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Ковальский Виктор Федорович ; Московский государственный университет путей сообщения. – Москва, 2005. – 240 с. – Текст : непосредственный.

56 **Ковальский, В.Ф.** К вопросу оптимизации динамических параметров гидрообъемного привода вращательно-подающего механизма линейных буровых станков / В.Ф. Ковальский // Вопросы механики теплопередачи технологии агрегатов подвижного состава и других машин железнодорожного транспорта. Труды МИИТа. – Вып. 620. – 1978. – С. 55-63. – Текст : непосредственный.

57 **Ковальский, В.Ф.** Исследование маховично-аккумуляторного гидропривода вращения исполнительного органа строительных буровых машин / В.Ф. Ковальский // Комплексная механизация и автоматизация погрузочно-разгрузочных, строительных и путевых работ и исследование машин. Труды

институтов инженеров железнодорожного транспорта. – Выпуск 598. – 1978. – С. 32-40. – Текст : непосредственный.

58 **Комаров, А.А.** Надежность гидравлических систем / А.А. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 236 с. – Текст : непосредственный.

59 **Кулагин, А.В.** Основы теории и конструирования объемных гидропередатчиков : учебное пособие / А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев и др. – М.: Высшая школа, 1968. – 400 с. – Текст : непосредственный.

60 **Кутузов, Б.Н.** Основные вопросы развития шарошечного бурения взрывных скважин на карьерах / Б.Н. Кутузов ; Московский горный институт. – Москва, 1967. – 36 с. – Текст : непосредственный.

61 **Кутузов, Б.Н.** Классификация и анализ эффективности кинематических схем вращательно-подающих механизмов шарошечных буровых станков для карьеров / Б.Н. Кутузов, Р.Г. Шмидт ; Известия. – Москва. - 1966. – № 6. – С. 78-84. – Текст : непосредственный.

62 **Лыков, Ю.В.** Горные машины и оборудование карьеров. Буровые станки : учебное пособие / Ю.В. Лыков, В.В. Габов, Д.З. Задков. – Санкт-Петербург : Лема, 2018. – 63 с. ISBN 978-5-00105-308-8. – Текст : непосредственный.

63 **Майоров, Ю.П.** Оптимизация динамических параметров привода рабочих органов землеройных машин методом обобщенных диаграмм / Ю.П. Майоров // Исследование надежности и параметров погрузочно-разгрузочных и строительных машин. Труды МИИТа. – 1970. – № 460. – С. 560. – Текст : непосредственный.

64 **Медведев, И.Ф.** Режимы бурения и выбор буровых машин / И.Ф. Медведев – 2-е изд., пере-раб. и доп. – М.: Недра, 1986. – 223 с. – Текст : непосредственный.

65 **Мелик-Гайказов, В.И.** Гидропривод тяжелых погрузочно-разгрузочных и транспортных машин / В.И. Мелик-Гайказов. – М.: Машиностроение», 1970. – 264 с. – Текст : непосредственный.

66 **Молчанов, А.Г.** Объемный гидропривод нефтепромысловых машин и механизмов / А.Г. Молчанов. – М.: Недра, 1989. – 214 с. - ISBN 5-247-00453-1. – Текст : непосредственный.

67 **Муравенко, В.А.** Буровые машины и механизмы : справочно-информационное издание / В. А. Муравенко, А. Д. Муравенко, В. А. Муравенко. – Москва ; Ижевск : Институт компьютерных исследований, 2002. – 21 с. - ISBN 5-93972-181-8. – Текст : непосредственный.

68 **Наринский, И.Э.** Основы выбора параметров и конструирования мощных станков шарошечного бурения скважин в горнорудной промышленности : специальность 05.05.06 «Горные машины» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Наринский Исаак Эмануилович ; АН СССР. Институт горного дела им. А.А.Скочинского. – Москва, 1973. – 410 с. – Текст : непосредственный.

69 **Недорезов, И.А.** Машины и механизмы транспортного строительства : учебник для техникумов / И.А. Недорезов, О.Н. Машкович, С.Г. Спивак ; под ред. И.А. Недорезова. – М.: Транспорт, 1989. – 358 с. - ISBN 5-277-00398-3. – Текст : непосредственный.

70 **Никитин, О.Ф.** Надежность, диагностика и эксплуатация гидропривода мобильных объектов : учебное пособие / О.Ф. Никитин. – М.: Издательство Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, 2007. – 311 с. - ISBN 978-5-7038-2965-3. – Текст : непосредственный.

71 **Павлов, А.И.** Надежность, диагностика и защита гидроприводов транспортно-технологических машин : монография / А.И. Павлов, А.А. Тарбеев, С.Л. Вдовин ; ФГБОУ ВО «Поволжский государственный технологический университет». – Йошкар-Ола : ПГТУ, 2017. – 374 с. - ISBN 978-5-8158-1853-8. – Текст : непосредственный.

72 **Петуховский, В.В.** Режимы нагружения трансмиссий строительных буровых машин и разработка алгоритма расчета их на усталость : специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Петуховский Вячеслав Васильевич ; Московский инженерно-строительный институт. – Москва, 1977. – 20 с. – Текст : непосредственный.

- 73 **Подэрни, Р.Ю.** Горные машины и комплексы для открытых горных работ : учебник для студентов вузов / Р.Ю. Подэрни. – М.: Издательство Московского горного государственного университета, 2001. – 422 с. – Текст : непосредственный.
- 74 **Прокофьев, В.Н.** Динамика гидропривода / В.Н. Прокофьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 292 с. – Текст : непосредственный.
- 75 **Прокофьев, В.Н.** Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с. – Текст : непосредственный.
- 76 **Протодьяконов, М.М.** Распределение и корреляция показателей физических свойств горных пород : справочное пособие / М. М. Протодьяконов, Р. И. Тедер, Е. И. Ильницкая и др.; под ред. Н. В. Мельникова и др. - М.: Недра, 1981. - 190 с. – Текст : непосредственный.
- 77 **Ржевский, В.В.** Процессы открытых горных работ / В.В. Ржевский ; Московский государственный горный университет, Недра. – 3-е изд. 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1978. - 543 с. – Текст : непосредственный.
- 78 **Рожков, В.П.** Конструирование буровых машин и механизмов : учебное пособие / В.П. Рожков ; М-во образования и науки РФ ; Сибирский федеральный университет ; Институт цветных металлов и материаловедения. – Красноярск : СФУ, 2012. – 413 с. - ISBN 978-5-7638-2400-1. – Текст : непосредственный.
- 79 **Руднев, В.К.** Повышение эксплуатационной надежности гидроприводов строительных и дорожных машин : учебное пособие / В.К. Руднев, Е.Н. Лысиков, Е.С. Венцель. – Киев : УМКВО, 1989. – 135 с. – Текст : непосредственный.
- 80 **Рябчиков, С.Я.** Буровые машины и механизмы : учебное пособие / С.Я. Рябчиков ; Томский политехнический университет. – 4-е изд., перераб. и доп. – Томск : Издательство Томского политехнического университета, 2013. – 136 с. – Текст : непосредственный.
- 81 **Рябчиков, С.Я.** Основы проектирования буровых машин и механизмов : учебное пособие / С.Я. Рябчиков ; Томский политехнический университет. – Томск : ТПУ, 1995. – 104 с. – Текст : непосредственный.

- 82 **Самохвалов, М.А.** Монтаж и эксплуатация бурового оборудования : учебное пособие / М.А. Самохвалов ; Томский политехнический университет. – Томск : Издательство Томского политехнического университета, 2010. – 312 с. - ISBN 978-5-98298-700-6. – Текст : непосредственный.
- 83 **Свешников, В.К.** Станочные гидроприводы : справочник / В.К. Свешников – 6-е изд. перераб. и доп. – Санкт-Петербург : Политехника, 2015. – 627 с. – Текст : непосредственный.
- 84 **Селиванов, С.А.** Исследование и выбор параметров компенсационно-демпфирующих элементов для рабочего режима гидросистем горных машин / С.А. Селиванов. – Москва, 1973. – 173 с. – Текст : непосредственный.
- 85 **Старичнев, В.В.** Применение гидроаккумуляторов в гидроприводе горных машин / В.В. Старичнев, В.В. Шуб, А.Н. Вишневецкий ; Научно-исследовательский институт информации по тяжелому, энергетическому и транспортному машиностроению. – Москва, 1967. – 50 с. – Текст : непосредственный.
- 86 **Сырицын, Т.А.** Надежность гидро- и пневмопривода / Т.А. Сырицын. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с. – Текст : непосредственный.
- 87 **Сырицын, Т.А.** Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов / Т.А. Сырицын. – М.: Машиностроение, 1990. – 247 с. - ISBN 5-217-00865-2. – Текст : непосредственный.
- 88 **Труханов, В.М.** Надежность в технике / В.М. Труханов. – М.: Машиностроение, 1999. – 598 с. - ISBN 978-5-4442-0121-3. – Текст : непосредственный.
- 89 **Харазов, А.М.** Техническая диагностика гидроприводов / А.М. Харазов. – М.: Машиностроение, 1979. – 112 с. – Текст : непосредственный.
- 90 **Хорешок, А.А.** Буровые станки и бурение скважин : учебное пособие для студентов вузов / А.А. Хорешок, А.М. Цехин, А.Ю. Борисов ; Министерство образования и науки РФ ; ФГБОУ ВПО «Кузбасский государственный

технический университет им. Т. Ф. Горбачева». – Кемерово, 2014. – 139 с. - ISBN 978-5-89070-964-6. – Текст : непосредственный.

91 **Шошин, А.С.** Влияние оптимальных динамических параметров вращателя бурового става на экономичность его работы / А.С. Шошин // *Фундаментальная наука и технологии – перспективные разработки. Материалы XXIV международной научно-практической конференции.* – Morrisville, 2020. – С. 168-173. – Текст : непосредственный.

92 **Шульпин, И.Д.** Исследование гидравлических регуляторов режимов строительных буровых машин : специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : Шульпин Игорь Дмитриевич ; Московский государственный институт инженеров транспорта. – Москва, 1979. – 223 с. – Текст : непосредственный.

93 **Annis, M.R.** *Drilling fluids technology* / M.R. Annis, Smith M.V. ; American Society of Mechanical Engineers. – New York : Elsevier, 2011. – 700 P. - ISBN: 9780080477411 – Текст : непосредственный.

94 **Prassl, W.F.** *Drilling Engineering* / W.F. Prassl ; Curtin University of Technology. – Curtin, 2000/ 2014. - 281 P. – Текст : непосредственный.

95 **Zhang, ZX.** *Rock Fracture and Blasting: Theory and Applications* / ZX. Zhang. – Oxford : Butterworth-Heinemann, 2016. – 528. - ISBN: 9780128026885. – Текст : непосредственный.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

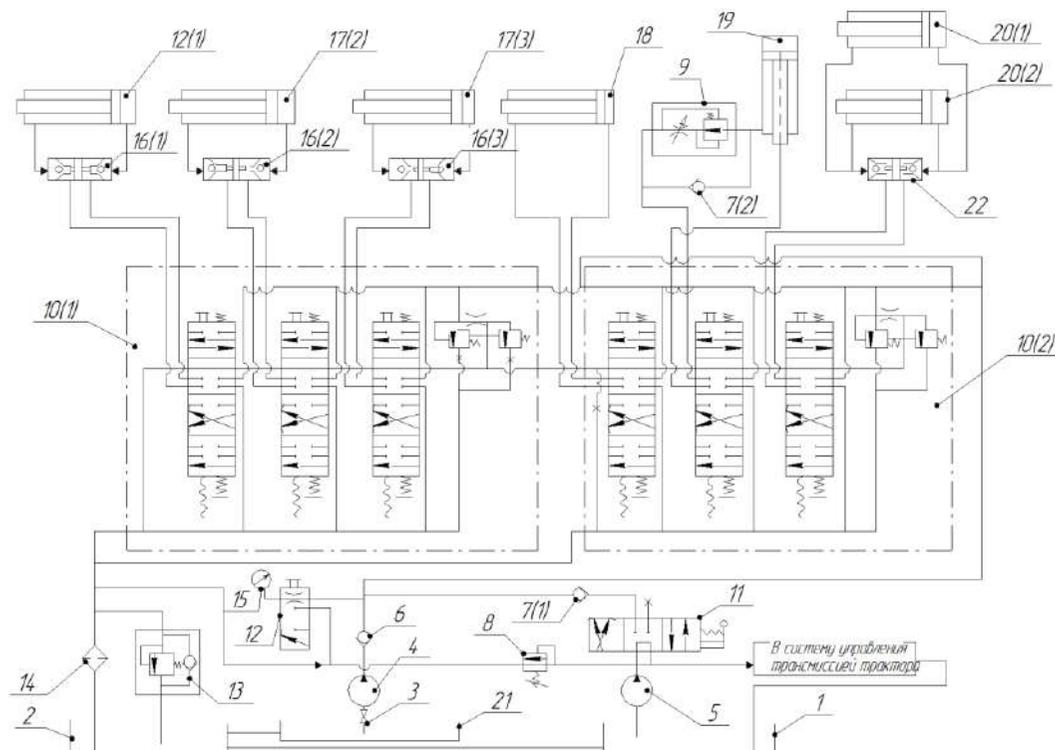
Основные характеристики буровых машин транспортного строительства

Таблица А.1 – Технические характеристики буровых машин транспортного строительства

Наименование	Диаметр Бурения, макс, мм	Глубина Бурения, макс, м	Длина штанги, ход подачи, м	Крут. момент max, Н·м (кгм),	Скор. вращ. max, об/мин	Усилие подачи, Кн	Усилие подъема, Кн	Угол наклона бурения, град	Скор. движ., км/час	Привод	Вес, тн
СБШ-250	215	40	9.2	9084 Н·м	0-140	-	-	12	2	Гид.	50
СБШ-160	215	40	8.5	6867 Н·м	0-140	235	-	30	3	Гид.	50
УБС-180	76	100	0.5	500 Н·м	140-1010	15	25	20	10	Д-Эл.	2.6
СБУ-100	130	50	-	26 кВт	0-46	-	-	30	0.8	Эл.	5
СБУ-160-36	160	36	6	5500 Н·м	-	80	-	30	3.6	Гид.	22
УКБС	160	80	1.2	1400 Н·м	0-80	220	-	360	-	-	-
СБР-160	180	32	6	132 кВт	0-210	60	78	30	8.5	Гид.	32
СБУШ-160	165	36	6	5500 Н·м	20-80	140	90	30	3.6	Гид.	33
БТС-150	200	32	2	132 кВт	175-480	110	-	30	8.5	Мех.	25
БМП-045	200	60	3	132 кВт	40-220	120	120	-	8.5	Гид.	22
УШ-2Т4В	190	60	3	7500 Н·м	40-240	60	120	-	8.5	Мех.	-
УСГ-000	650	70	3	-	0-80	60	120	-	8.5	Гид.	-
БМ-833	450	-	-	14700 Н·м	32-80	98	68	10	-	Гид.	30

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Принципиальные гидравлические схемы



1 - бак, 2 - бак, 3 - дроссель, 4 - гидронасос, 5 - гидронасос, 6 - фильтр, 7 - фильтр, 8 - предохранительный клапан, 9 - редукционный клапан, 10 - контур гидроцилиндров, 11 - гидрораспределитель, 12 - обратный клапан, 13 - предохранительный клапан, 14 - фильтр, 15 - манометр, 16 - гидрозамки, 17 - гидродомкраты, 18 - гидродомкрат, 19 - гидроцилиндр подачи, 20 - гидроцилиндры наклона буровой рамы.

Рисунок Б.1 – Принципиальная гидравлическая схема BTS-150 с механическим приводом вращения бурового става

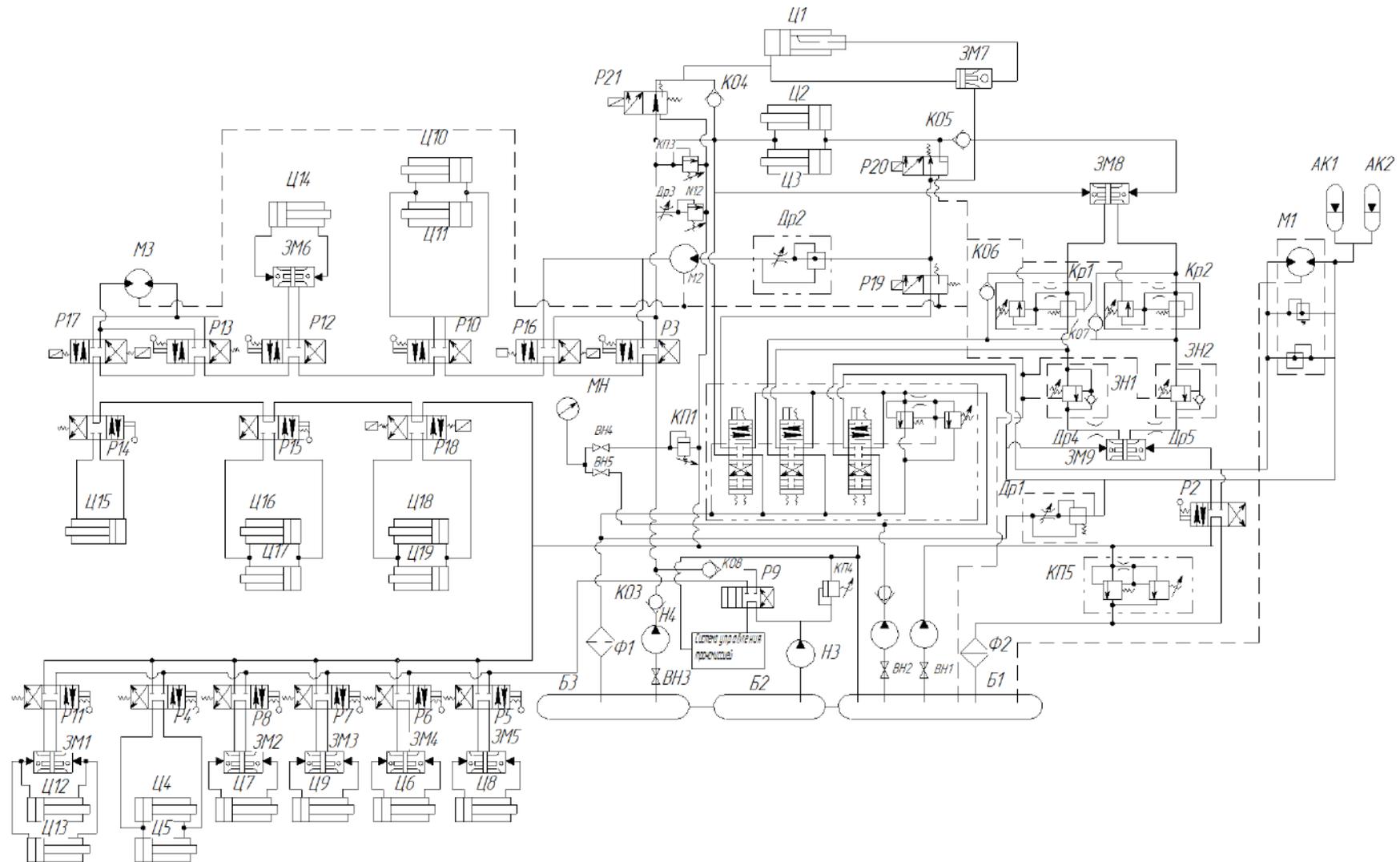
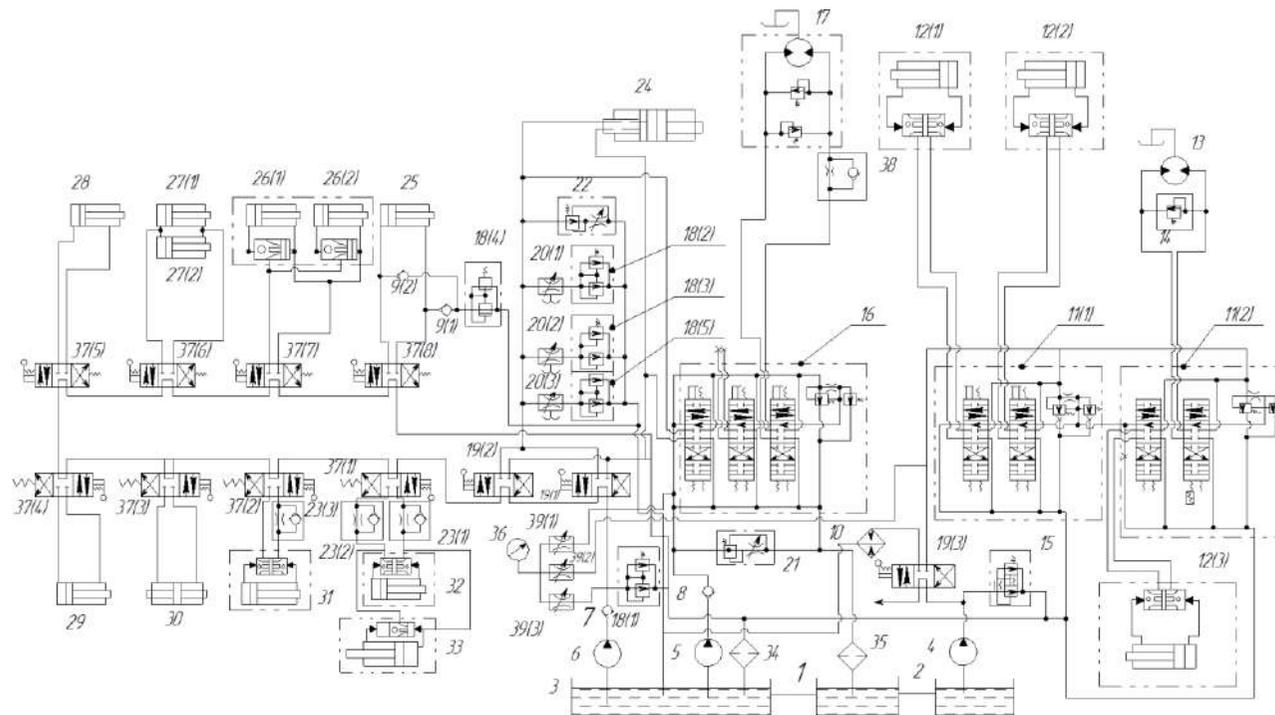


Рисунок Б.2 – Принципиальная гидравлическая схема СБШ-160

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Б



1 - бак, 2 - бак, 3 - бак, 4 - гидронасос, 5 - гидронасос, 6 - гидронасос, 7 - обратный клапан, 8 - обратный клапан, 9 - обратные клапаны, 10 - фильтр, 11 - контуры приводов подачи и вращения бурового става, 12 - гидроцилиндры наклона буровой рамы и подачи, 13 - контур гидропривода вентилятора, 14 - предохранительно-переливной клапан, 15 - редукционные клапаны, 16 - контур гидропривода вращения бурового става, 17 - гидромотор вращения бурового става, 18 - редукционные клапаны, 19 - гидрораспределители, 20 - дроссели, 21 - дроссель, 22 - дроссель, 23 - обратные замки, 24 - гидроцилиндр, 25 - гидроцилиндр подачи, 26 - задние гидродомкраты, 27 - передние гидродомкраты, 28 гидроцилиндр опускания пылеприемника, 29, гидроцилиндр подъема мачты, 30 - гидроцилиндр перемещения кассеты, 31,32,33 - гидроцилиндры подъема мачты, 34,35 - фильтры, 36 - манометр, 37 - гидрораспределители, 38 - дроссель, 39 – дроссели.

Рисунок Б.3 – Принципиальная гидравлическая схема BTS-75

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Технические характеристики агрегатов привода вращения бурового става БТС-150



Рисунок В.1 – Гидропневмоаккумулятор АПГ-Т-2,5-32

Гидропневмоаккумуляторы по разделению сред делятся на следующие: с поршневым разделителем (АРХ, АРФ) и эластичным разделителем – резиновым баллоном (АПГ-Т). По способу крепления: с хомутами, фланцами, скобами, зажимными кольцами в вертикальном положении пневмоклапанов вверх. Имеют две рабочие камеры: газовую и жидкостную. Газовая камера заряжается техническим азотом 2-го сорта по ГОСТ-9293-74 (Азот газообразный и жидкий. Технические условия. Gaseous and liquid nitrogen. Specifications.)

Рабочая жидкость – минеральные масла вязкостью 20–500 сСт, с температурой 0–60 °С и окружающей средой от –30 °С до +60 °С. Класс чистоты рабочей жидкости не грубее 14 по ГОСТ-17216-2001 (Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей. Industrial cleanliness. Grades of liquids purity) Пневмогидроаккумуляторы АПГ-Т работают на водной эмульсии, разрешенной к применению в шахтных условиях. Температура эмульсии от +5 °С до +50 °С при температуре окружающей среды от +1 °С до +50 °С, номинальное давление: 32 МПа, вместимость 2,5 л, габаритные размеры: 118x508 мм, масса: 18 кг

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В



Рисунок В.2 – Гидронасос серии 310

Таблица В.1 – Технические характеристики аксиально-поршневых гидронасосов серии 310

Показатель	Значение						
	12	28	56	80	112	160	250
Типоразмер	12	28	56	80	112	160	250
Рабочий объем V_g , см ³ /об	11,6	28	56	80	112	160	250
Частота вращения вала n , об/мин							
- минимальная n_{min}	50	50	50	50	50	50	50
- номинальная n_{nom}	2400	1920	1800	1500	1200	1200	960
- максимальная n_{max}	6000	4750	3750	3350	3000	2650	2100
Расход Q , л/мин							
- минимальный Q_{min}	0,58	1,40	2,80	4,00	5,60	8,00	12,50
- номинальный Q_{nom}	27,84	53,76	84,00	120,00	134,40	192,00	240,00
- максимальный Q_{max}	69,60	133,00	210,00	268,00	336,00	424,00	525,00
Давление на входе P , МПа							
- номинальное P_{nom}	20	20	20	20	20	20	20
- максимальное рабочее P_{max} для гидромоторов типа 210, 310.3	32	32	35	35	35	35	35
- максимальное рабочее P_{max} для гидромоторов типа 310.4	-	-	40	40	40	40	40

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

Продолжение таблицы В1

Мощность эффективная N , кВт							
- номинальная $N_{ном}$ (при $n_{ном}$, $P_{ном}$)	9,28	17,92	33,60	40,00	44,80	64,00	80,00
- максимальная N_{max} (при n_{max} , P_{max}) для гидромоторов типа 210, 310.3	14,84	28,67	58,80	70,00	78,4	112,00	140,00
- максимальная N_{max} (при n_{max} , P_{max}) для гидромоторов типа 310.4	-	-	67,20	80,00	89,60	128,00	160,00
Давление дренажа максимальное, МПа	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Крутящий момент эффективный T , Н·м							
- номинальный $T_{ном}$ (при $P_{ном}$)	35	84,6	169,3	241,8	338,7	483,8	756
- максимальный T_{max} (при P_{max}) для гидромоторов типа 210, 310.3	56,1	135,5	296,3	423,3	592,7	846,7	1323
- максимальный T_{max} (при P_{max}) для гидромоторов типа 310.4	-	-	338,8	483,8	677,4	967,7	1512
Коэффициент расхода	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Масса, кг	4	9	17	19	29	45	65



Рисунок В.3 – Высокомоментный гидромотор типа МРФ

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ В

Таблица В.2 – Технические характеристики гидромоторов типа МРФ

Тип гидромотора	Рабочий объём см ³	Расход л/мин	Частота вращения об/мин	Крутящий момент Н·м	Мощность кВт	Масса кг
МРФ-160/25М1-20	160	81	480	597	29,4	55
МРФ-250 /25М1-00	250	127	480	932	45,9	75
МРФ-400/25М1-00	400	127	300	1 492	45,9	79
МРФ-630/25М1-00	630	199	300	2 276	70,1	140
МРФ-1000/25М1-00	1 000	253	240	3 613	89	140
МРФ-1600/25М1-00	1 600	255	150	5 780	89	220

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Расчет опорной плиты привода подачи бурового става

Расчет конструктивных параметров опорной плиты, передающей усилие от гидроцилиндров подачи на буровой став, выполнялся в программе «КОМПАС-3D» (рисунок Г.1).

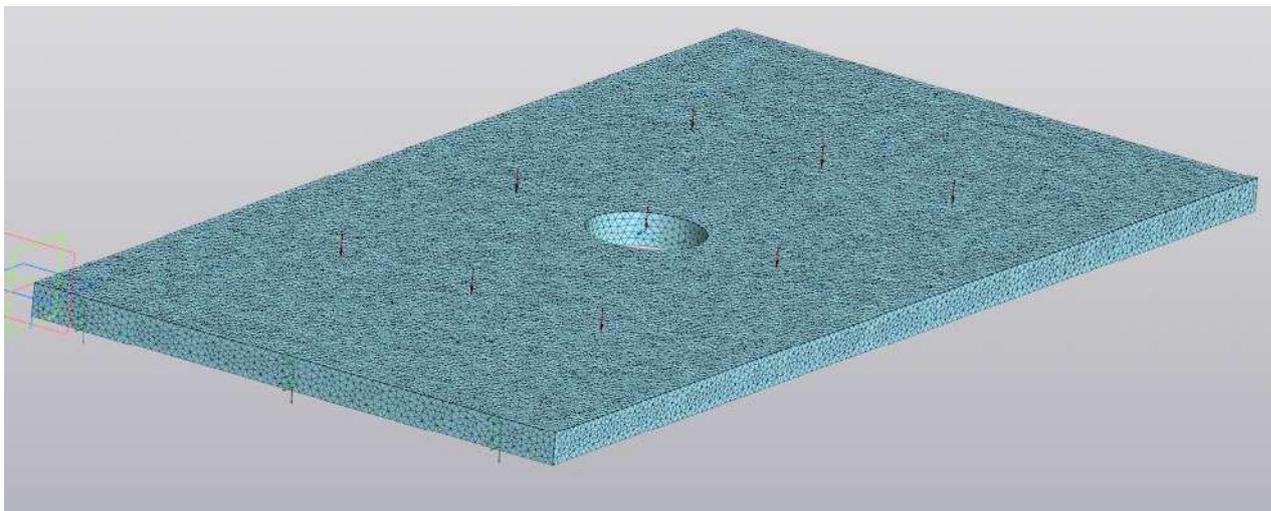


Рисунок Г.1 – Опорная плита

В системе APM FEM был проведен статический расчет модели. В результате расчета были получены следующие данные.

Таблица Г.1 – Результаты статического расчета

Наименование	Тип	Минимальное значение	Максимальное значение
Эквивалентное напряжение по Мизесу	<i>SVM</i> [МПа]	0,00001613	1084,53

Эквивалентные напряжения (по Мизесу) показаны на рисунке Г.2, максимальное значение составляет 1084,53 МПа. На рисунке Г.3 показано

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Г

распределение коэффициента запаса прочности. Минимальное значение составляет 0,42 МПа. Максимальное значение коэффициента запаса прочности 174 9000 МПа. На рисунке Г.4 показаны главные напряжения. Минимальное значение составляет 135,9 МПа. Максимальное значение главных напряжений 399,6 МПа. На рисунке Г.5 показана деформация опорной плиты. Минимальное значение составляет 0,0000000001 МПа, максимальное значение – 0,004699 МПа.

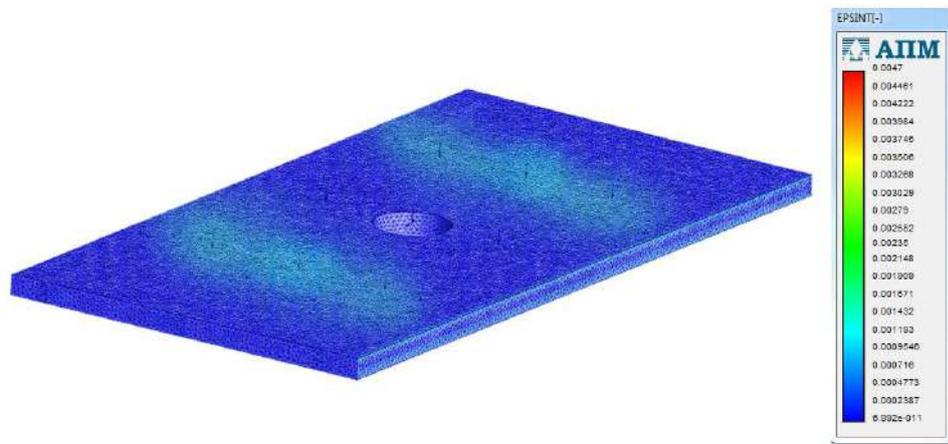


Рисунок Г.2 – Эквивалентное напряжение

Таблица Г.2 – Коэффициент запаса по прочности

Наименование	Тип	Минимальное значение	Максимальное значение
Коэффициент запаса по прочности		0,42	1749000

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Г



Рисунок Г.3 – Коэффициент запаса опорной плиты

Таблица Г.3 – Главные напряжения

Наименование	Тип	Минимальное значение	Максимальное значение
Главные напряжения	S_2 [МПа]	135,9	399,6

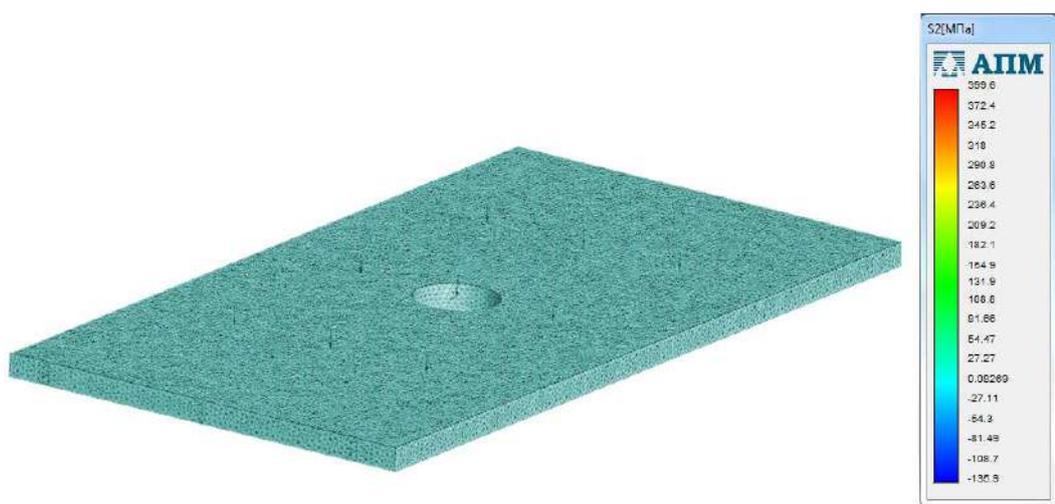


Рисунок Г.4 – Главные напряжения в опорной плите

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Г

Таблица Г.4 – Деформации

Наименование	Тип	Минимальное значение	Максимальное значение
Деформации	<i>EPSINT</i>	0,0000000001	0,004699

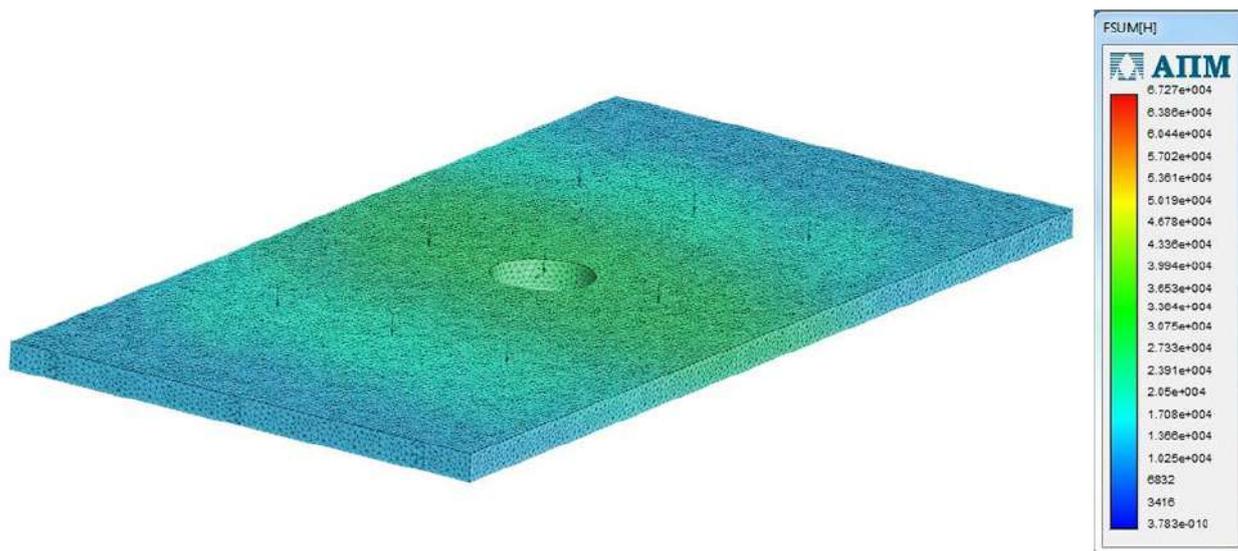


Рисунок Г.5 – Деформации опорной плиты

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Результаты моделирования работы гидропривода вращения бурового става машины БТС-150

Для моделирования работы гидропривода используем программную среду SimulationX (см. главу 4).



Рисунок Д.1 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

Анализируя график, представленный на рисунке Д.1, можно выделить три основных участка, отличающихся по характеру изменения давления в начальный момент разгона бурового става.

I участок – момент пуска. Продолжительность составляет примерно 1 сек. Максимальная амплитуда колебаний давления до 10 МПа (100 бар). В конце участка амплитуда колебаний давления составляет 0,6 МПа (6 бар), рисунок Д.2

II участок – разгон бурового става до частоты вращения $n_{вр} = 240$ об/мин. Продолжительность по времени составляет примерно 8 сек

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

На этом участке давление нарастает до 32 МПа (320 бар) – давления настройки предохранительно-переливного клапана. При этом амплитуда колебаний давления возрастает до значения 1,2 МПа (12 бар).

III участок – выход на режим установившегося движения, при частоте вращения $n_{вр} = 240$ об/мин. При этом амплитуда колебаний давления снижается до 0,15 МПа (1,5 бар), что можно считать хорошим результатом.

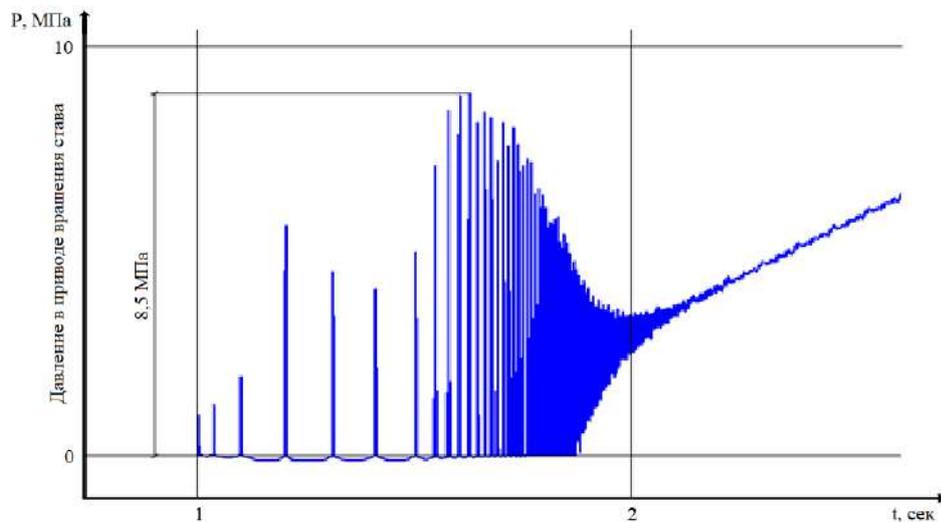


Рисунок Д.2 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

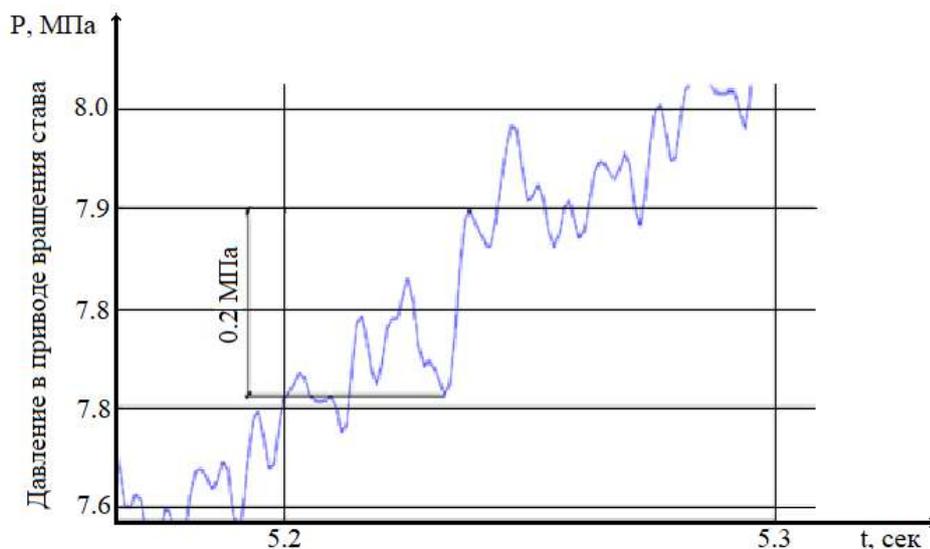


Рисунок Д.3 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

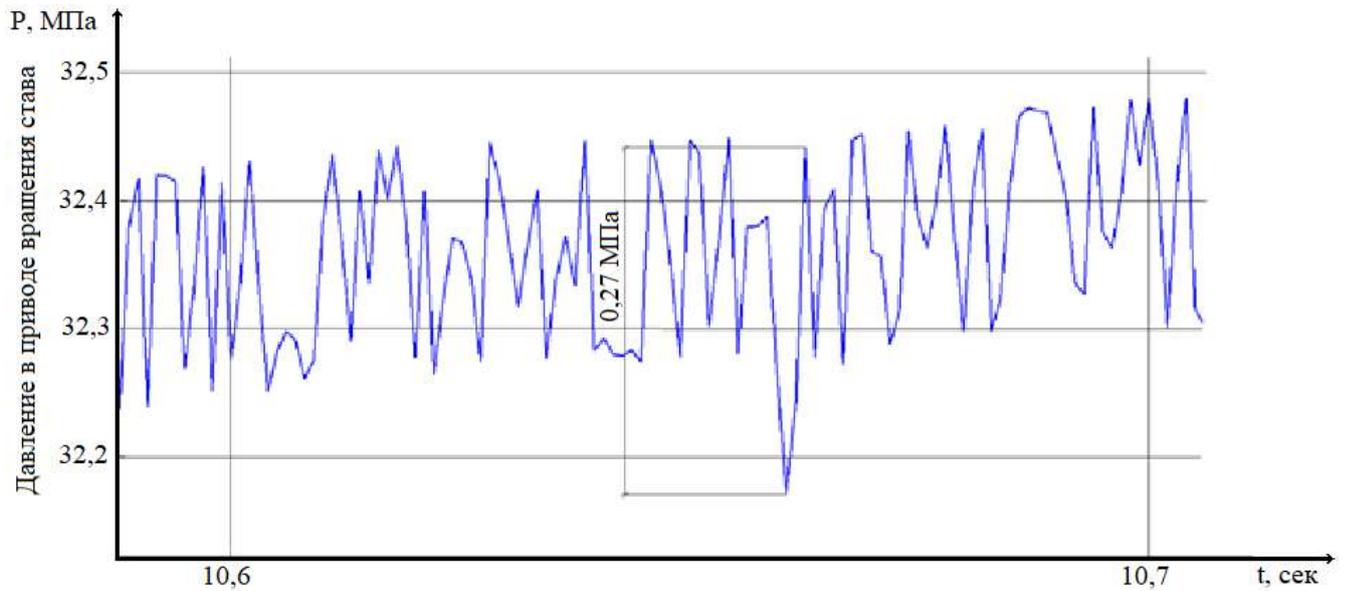


Рисунок Д.4 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

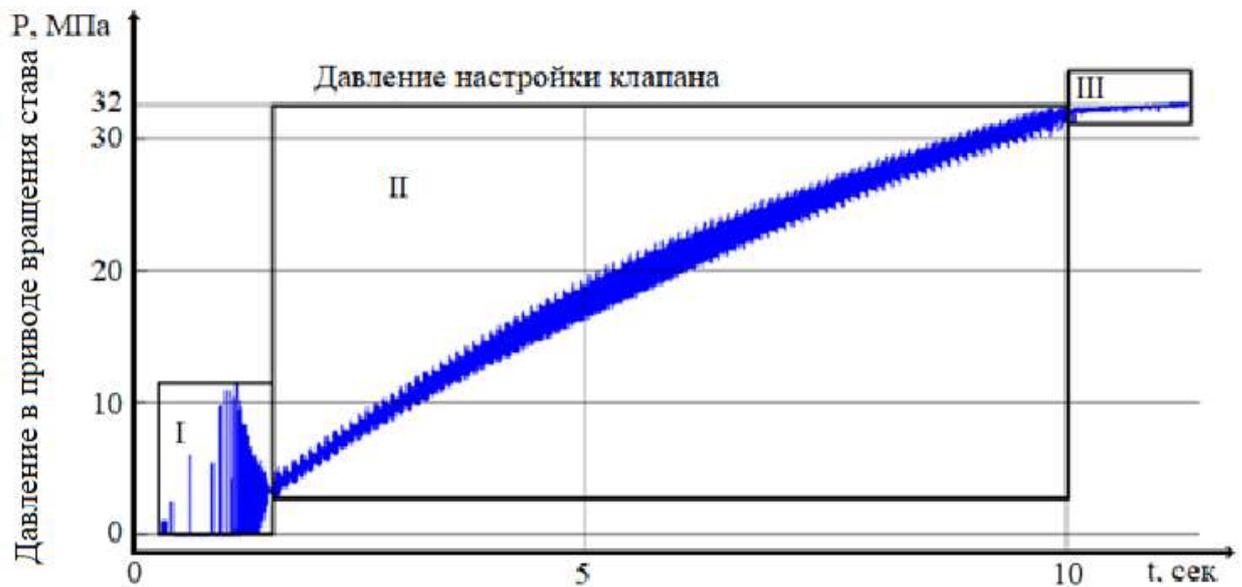


Рисунок Д.5 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 6 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

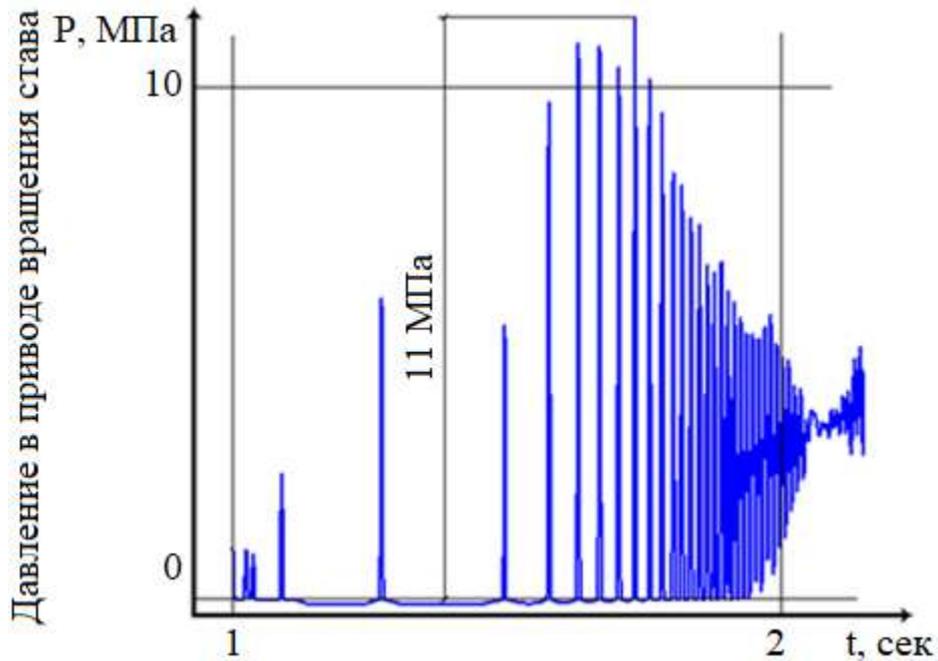


Рисунок Д.6 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 6 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

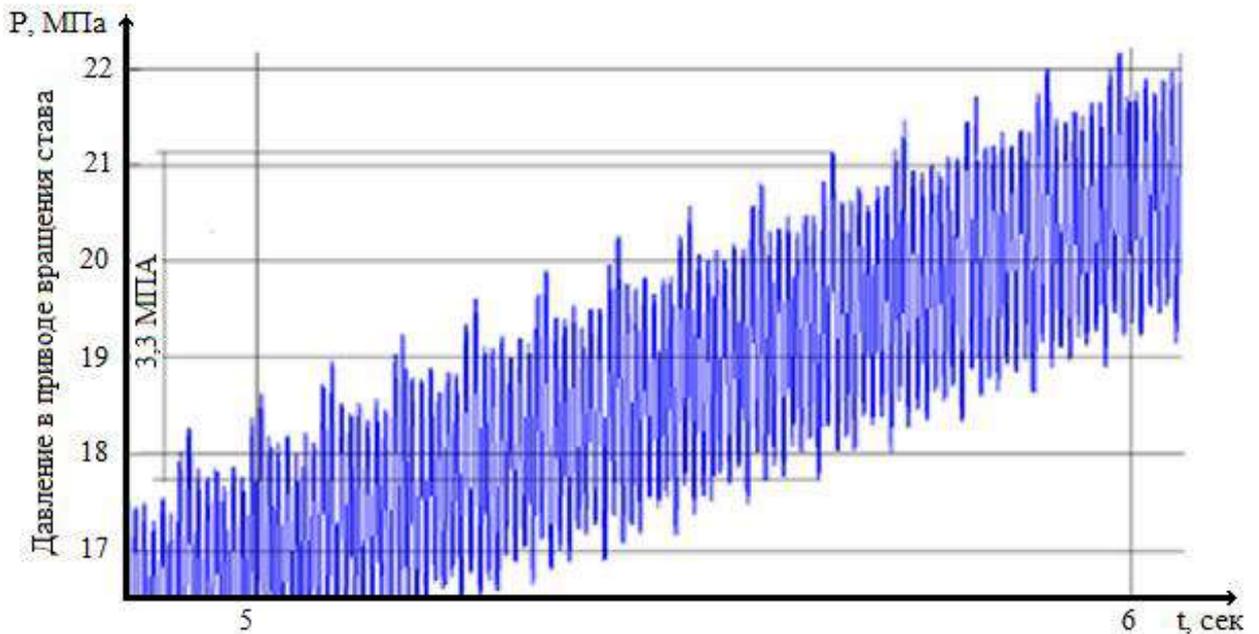


Рисунок Д.7 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 6 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

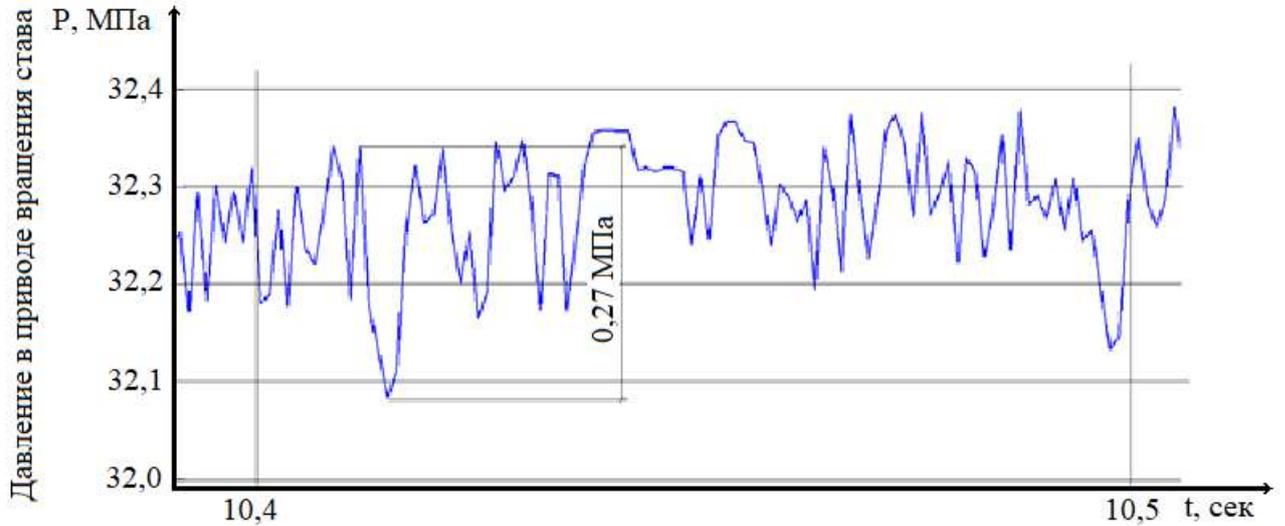


Рисунок Д.8 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 6 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

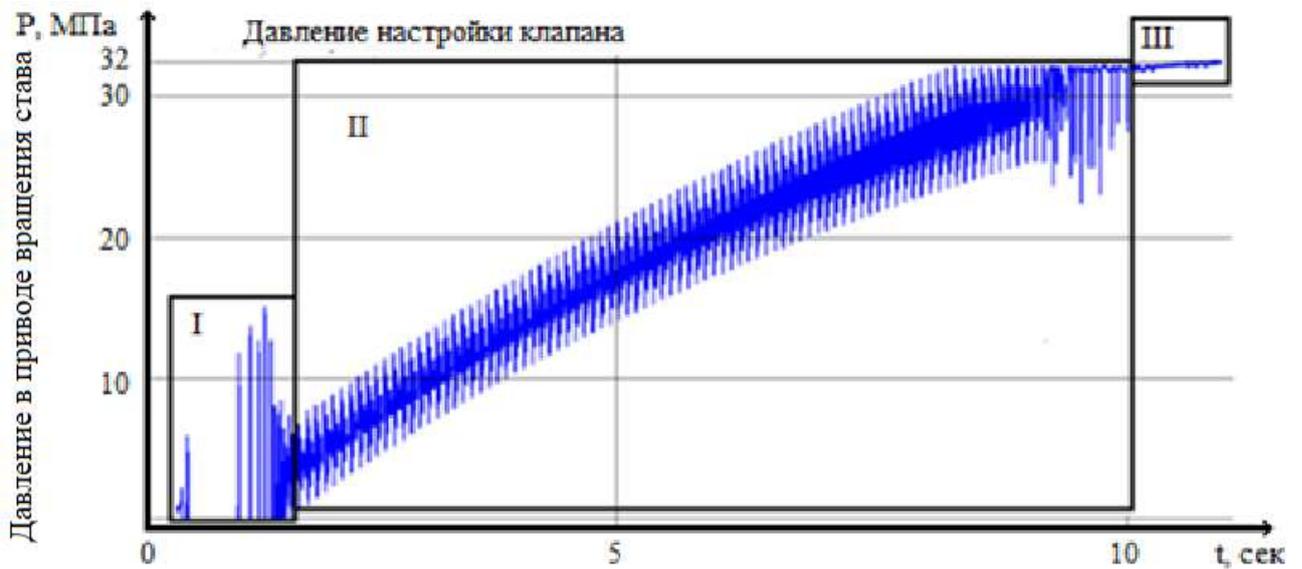


Рисунок Д.9 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

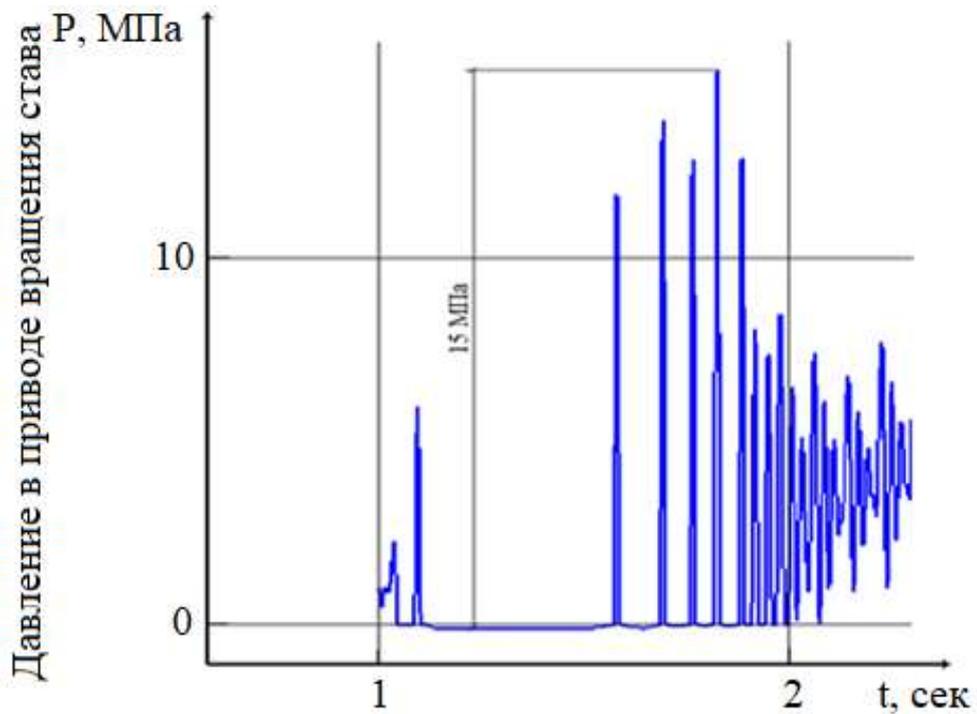


Рисунок Д.10 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

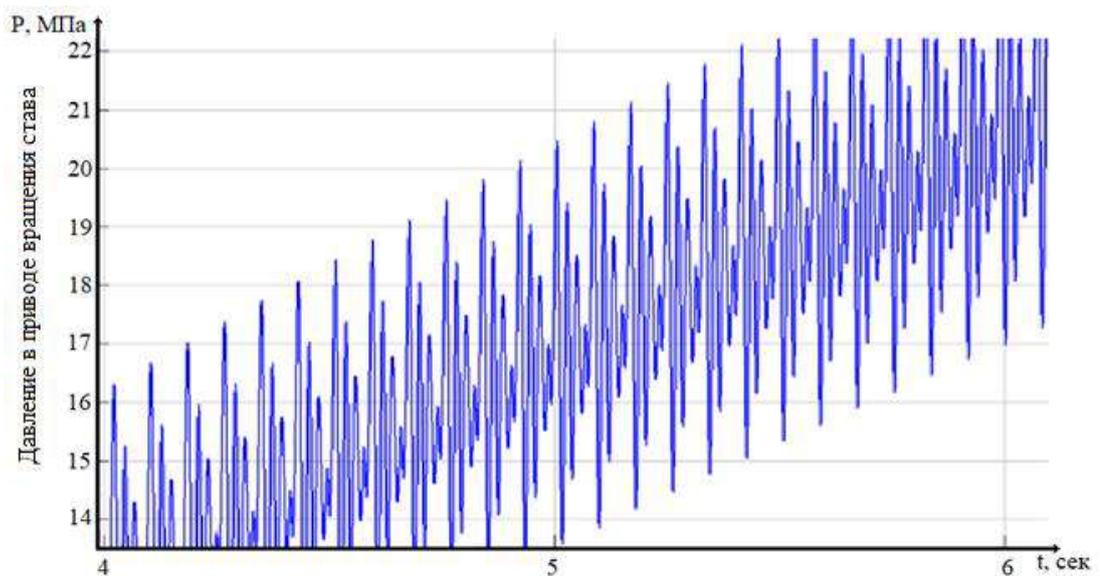


Рисунок Д.11 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

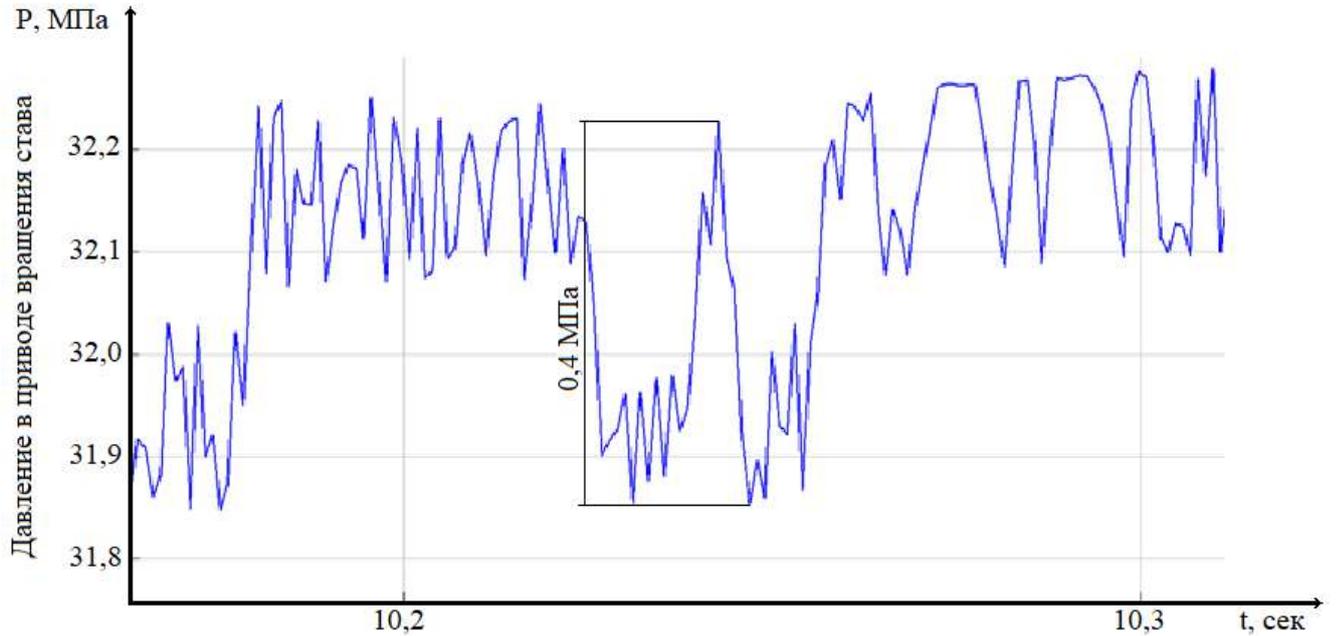


Рисунок Д.12 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

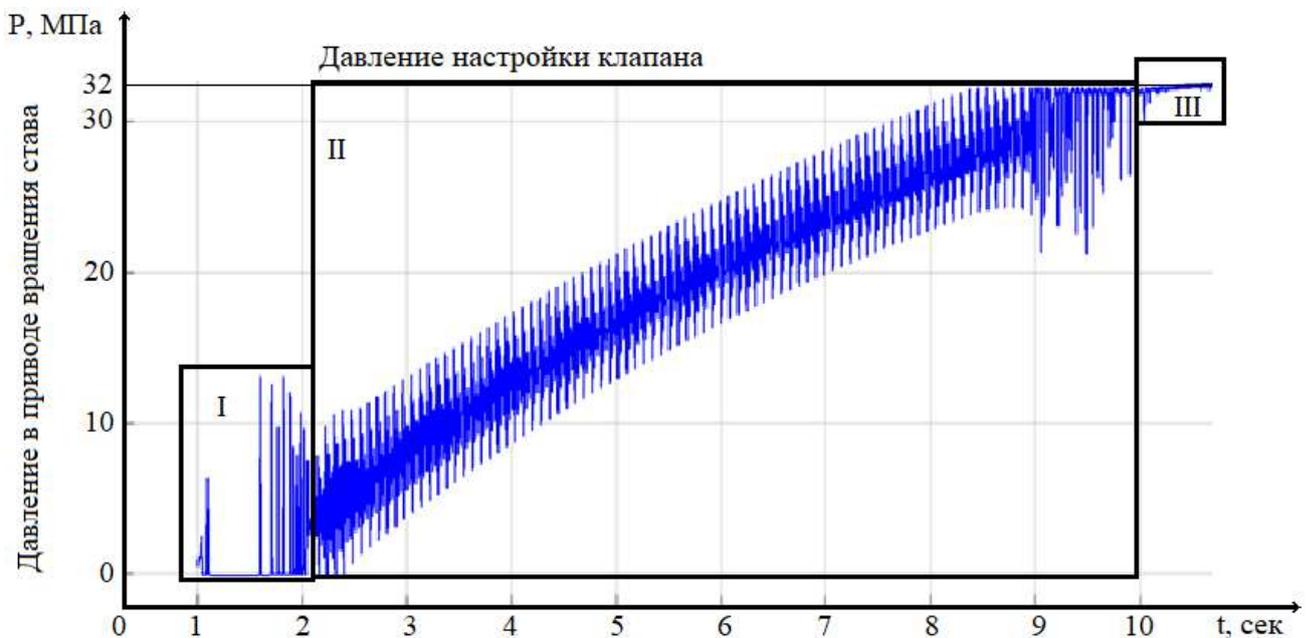


Рисунок Д.13 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

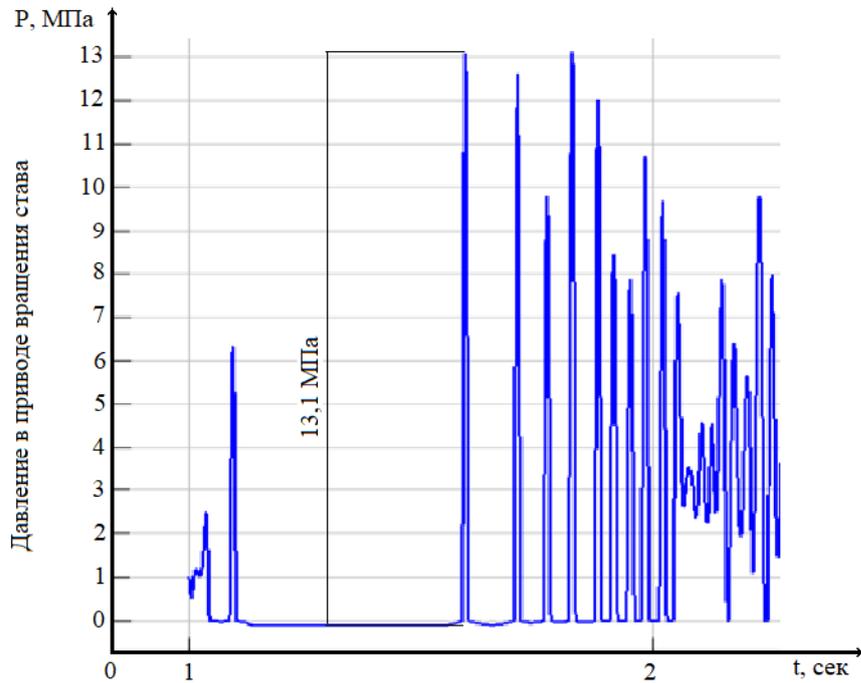


Рисунок Д.14 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

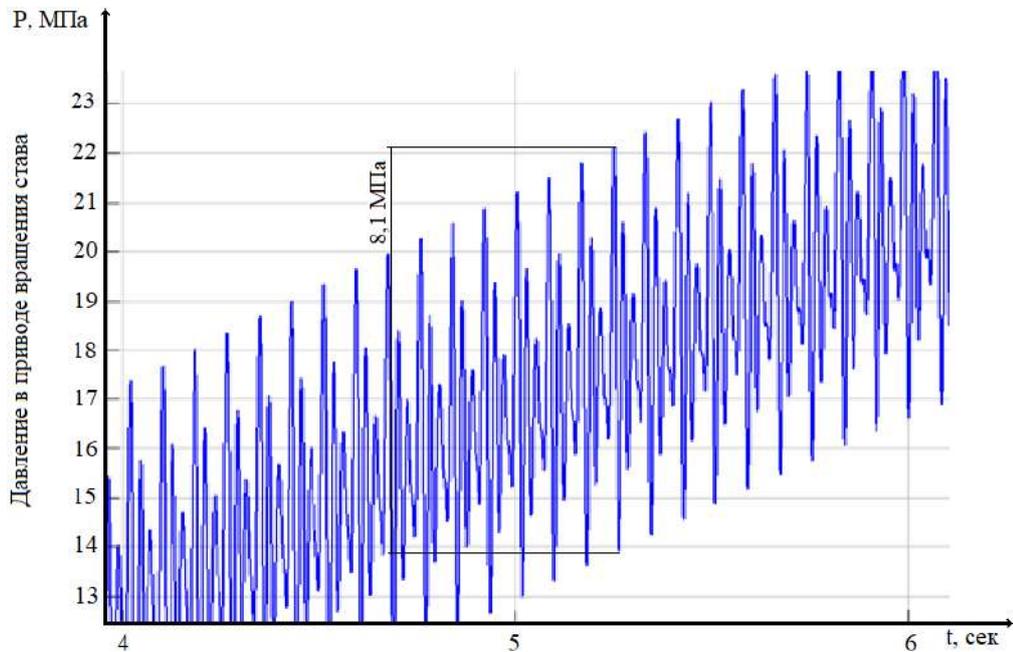


Рисунок Д.15 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

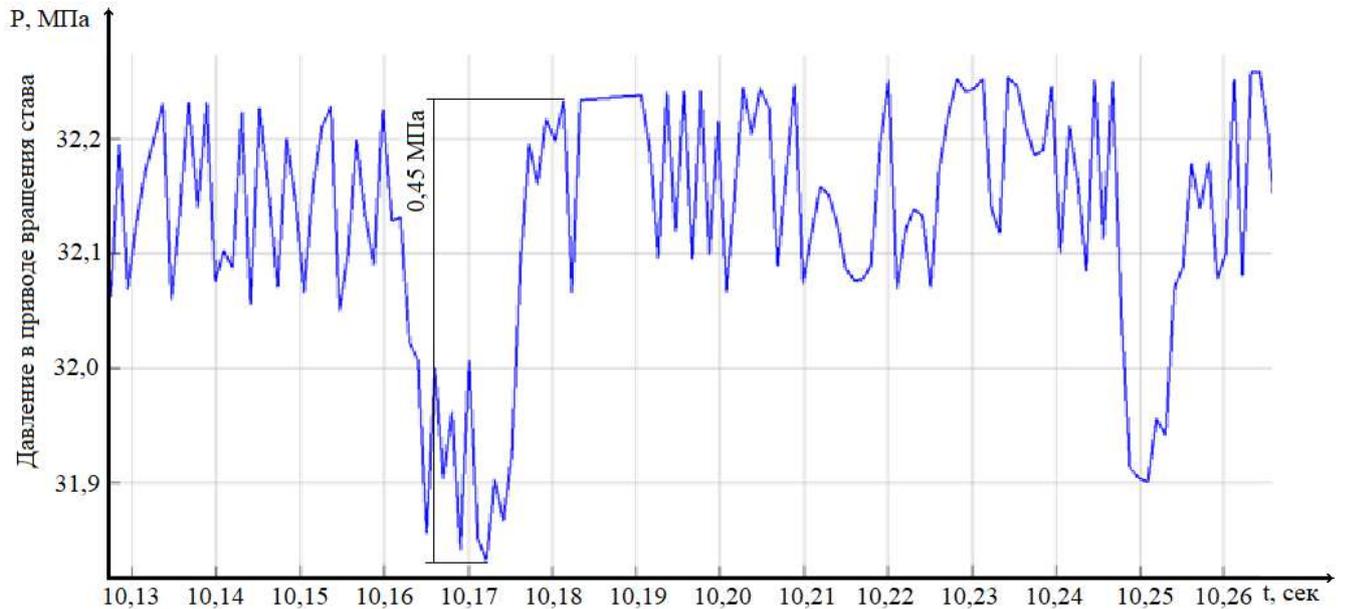


Рисунок Д.16 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

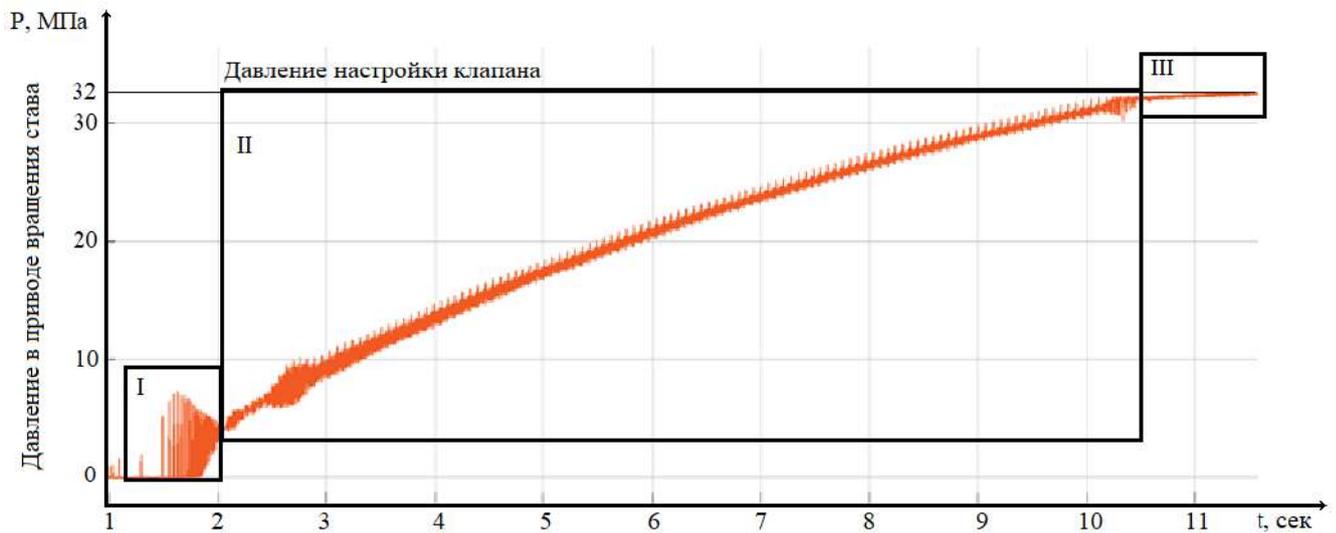


Рисунок Д.17 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

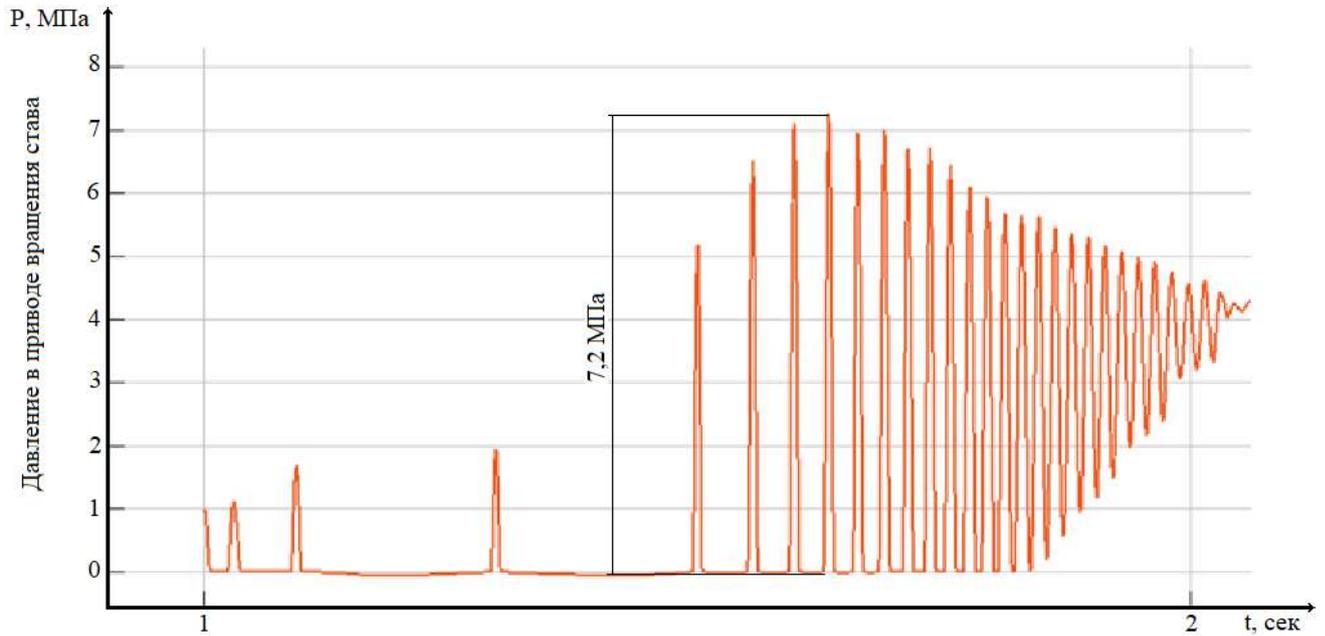


Рисунок Д.18 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

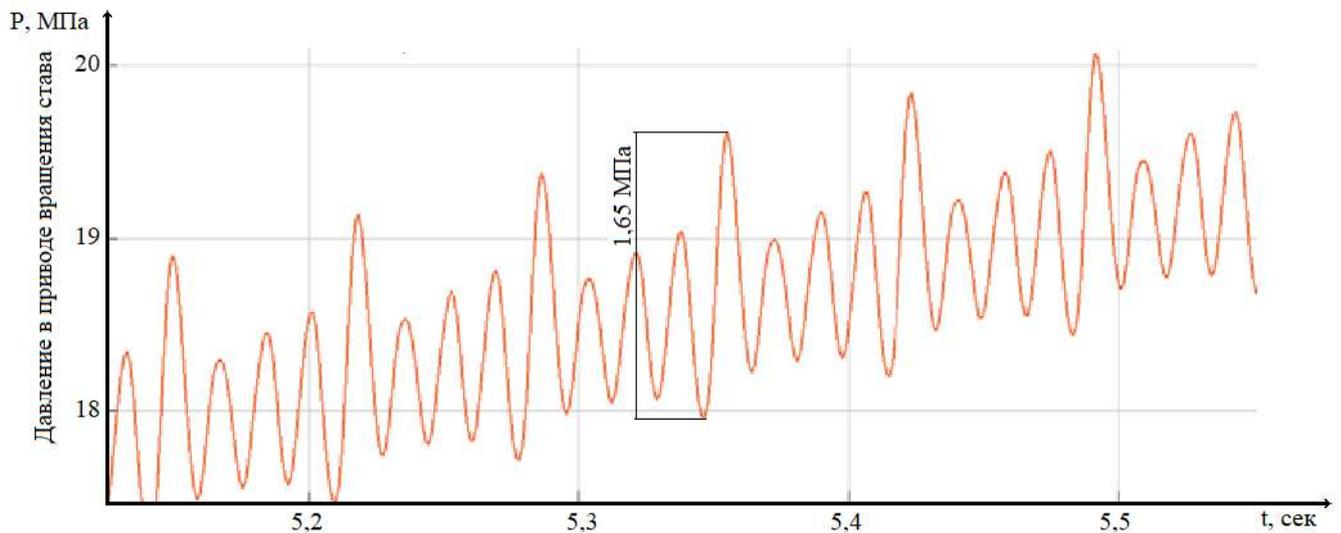


Рисунок Д.19 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

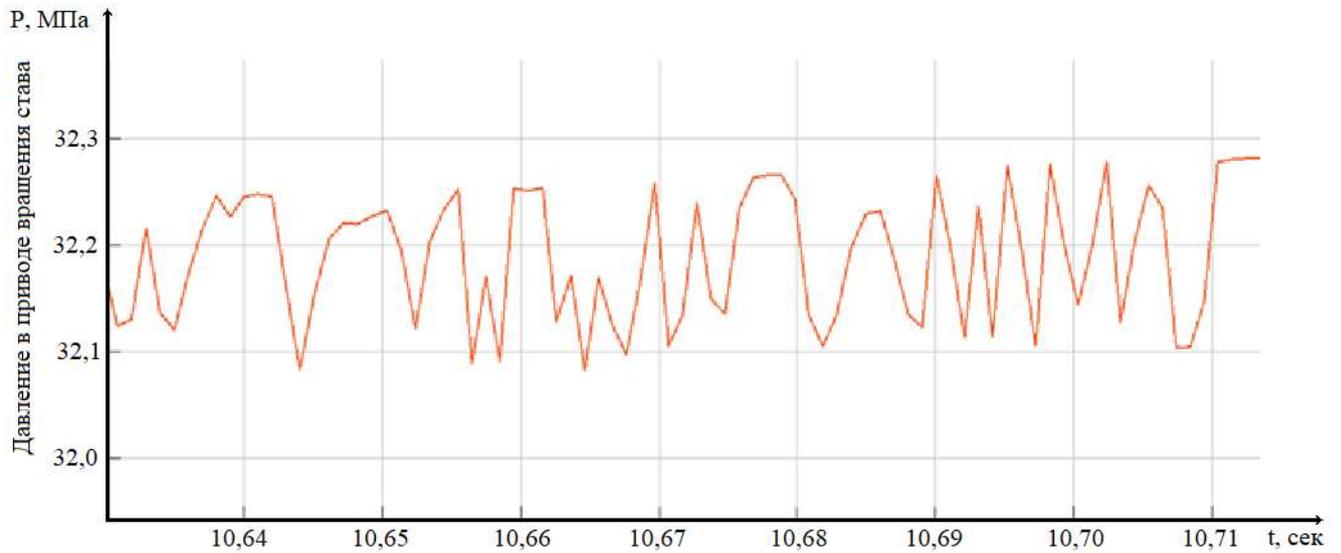


Рисунок Д.20 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

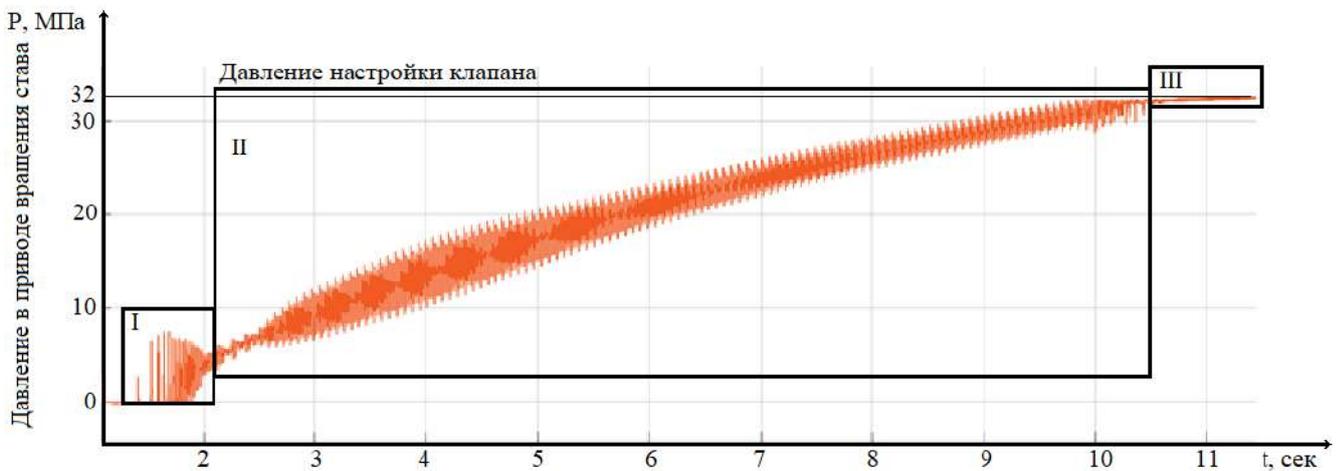


Рисунок Д.21 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

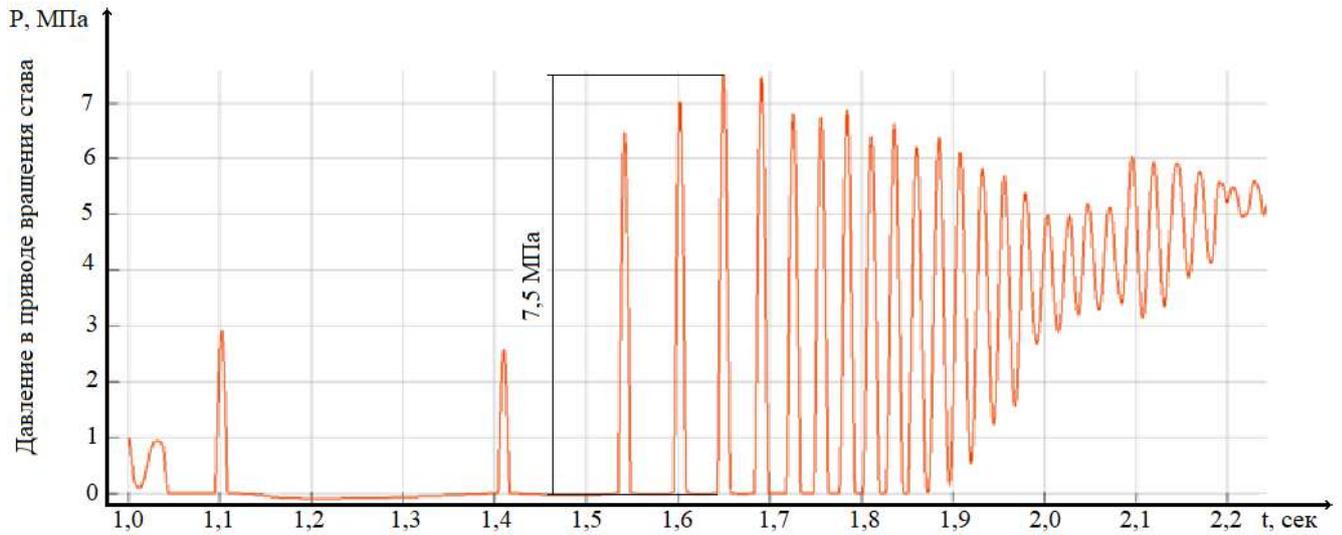


Рисунок Д.22 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

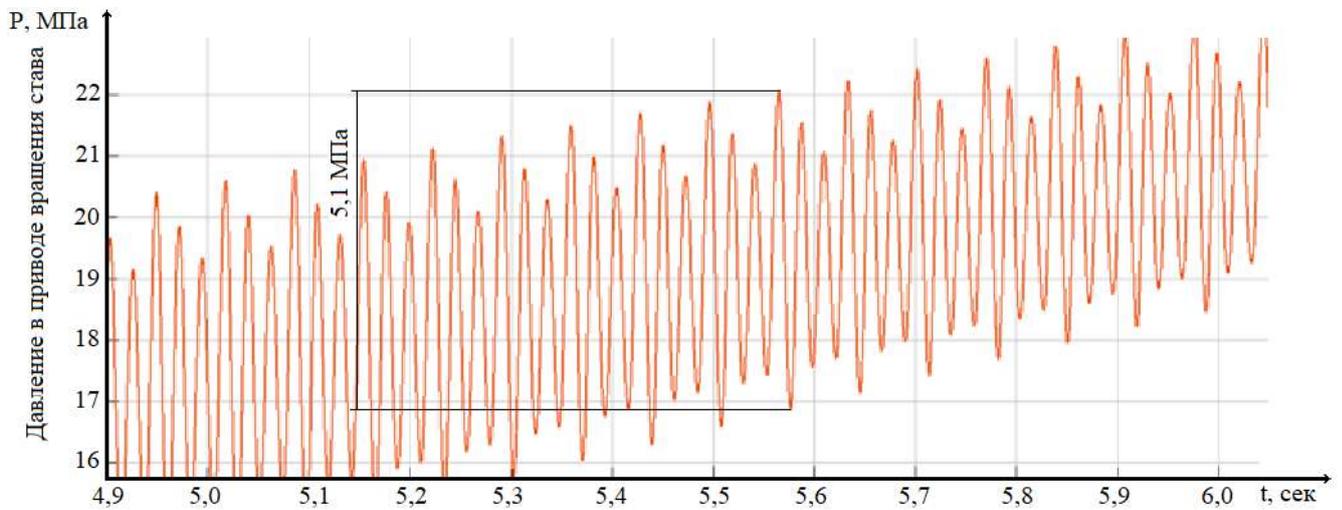


Рисунок Д.23 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

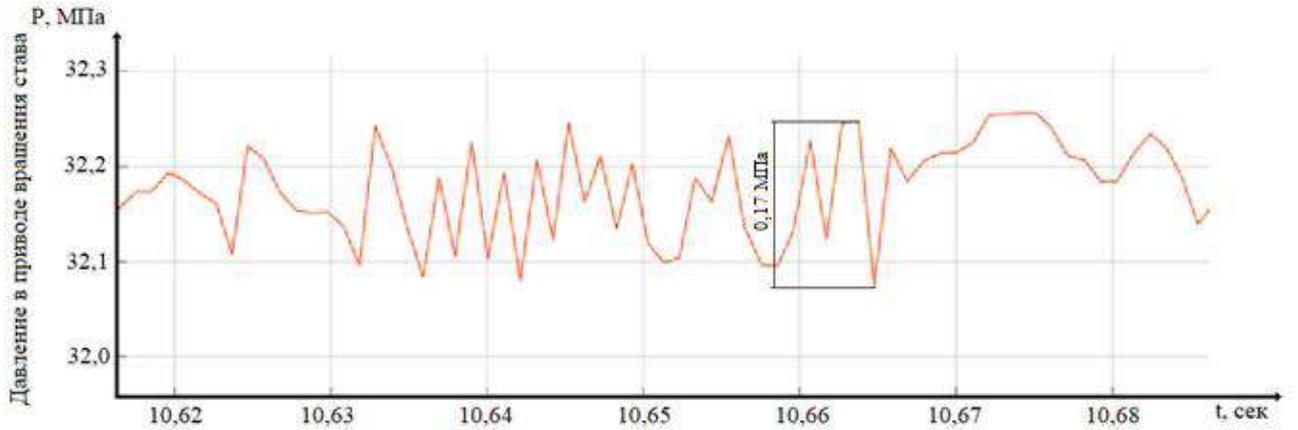


Рисунок Д.24 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

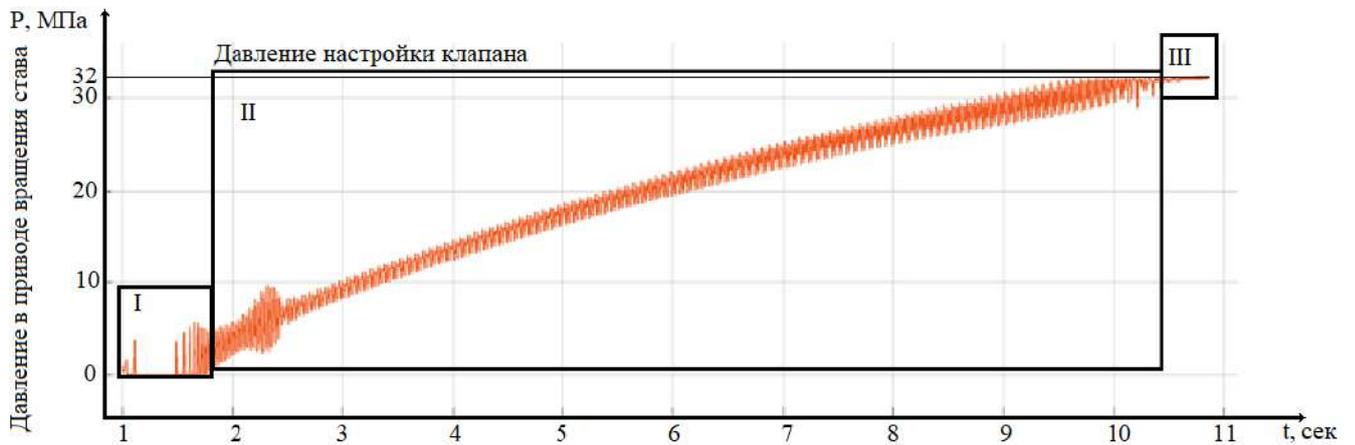


Рисунок Д.25 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

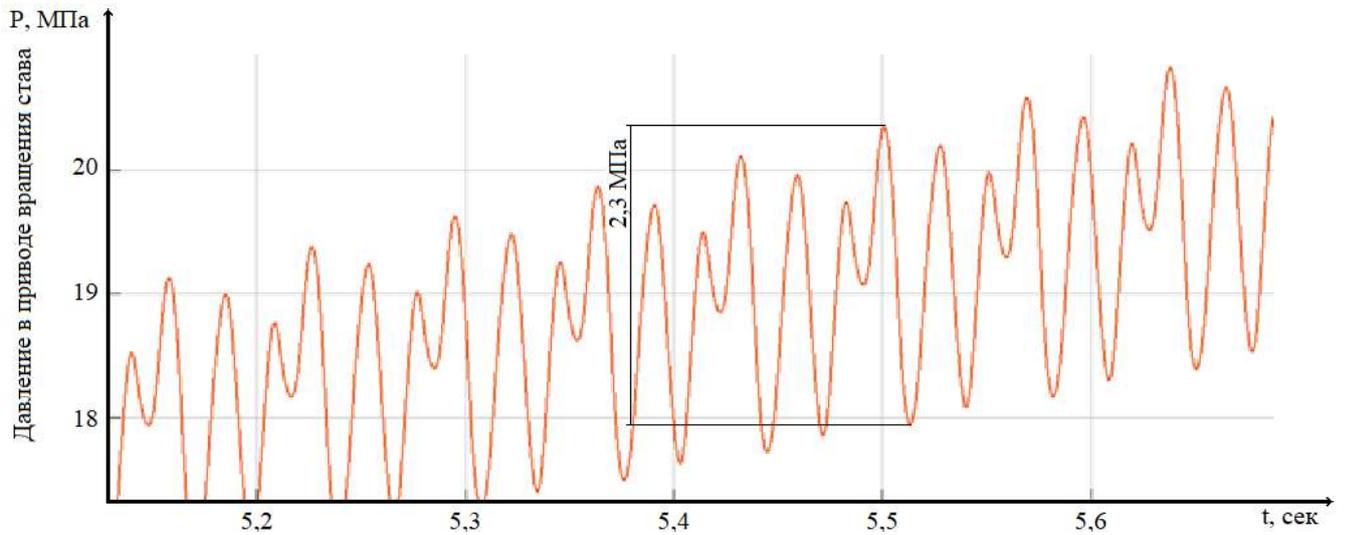


Рисунок Д.27 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

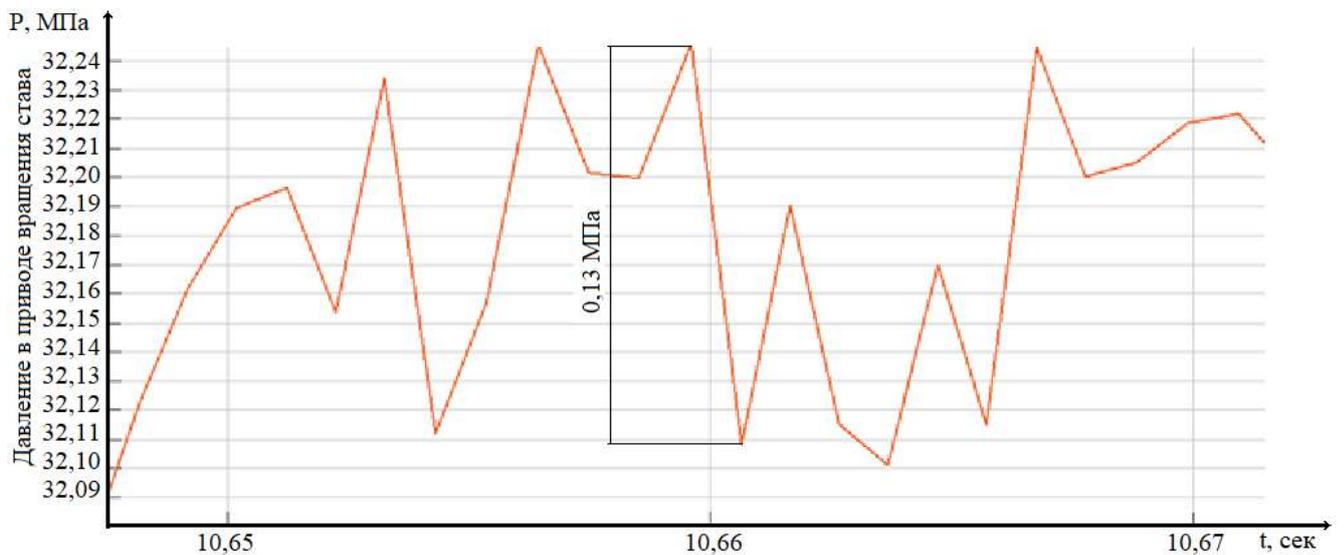


Рисунок Д.28 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении трещиноватых пород VII категории с использованием высокомоментного гидромотора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

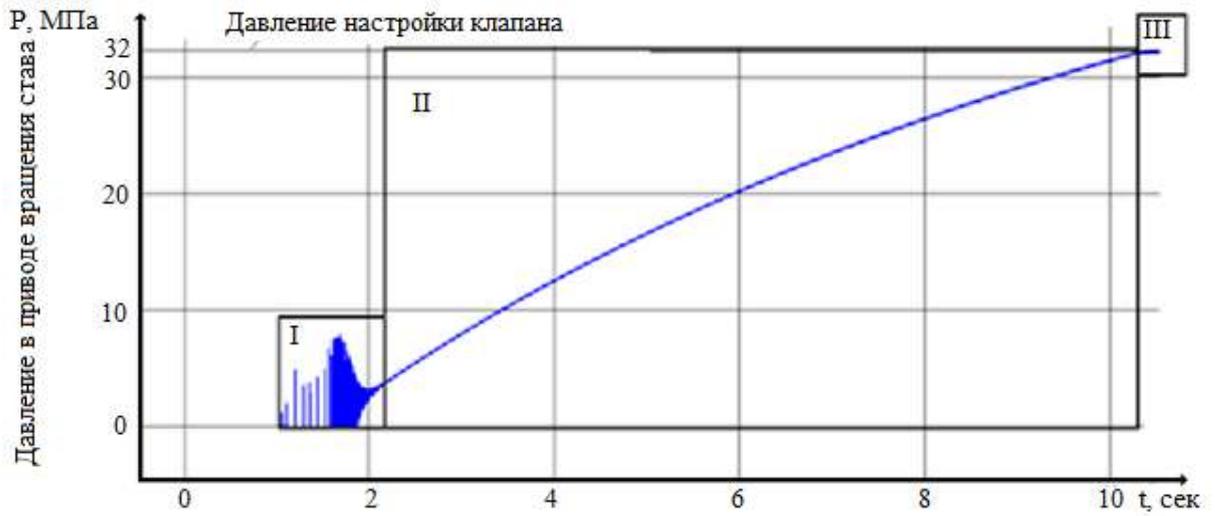


Рисунок Д.29 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

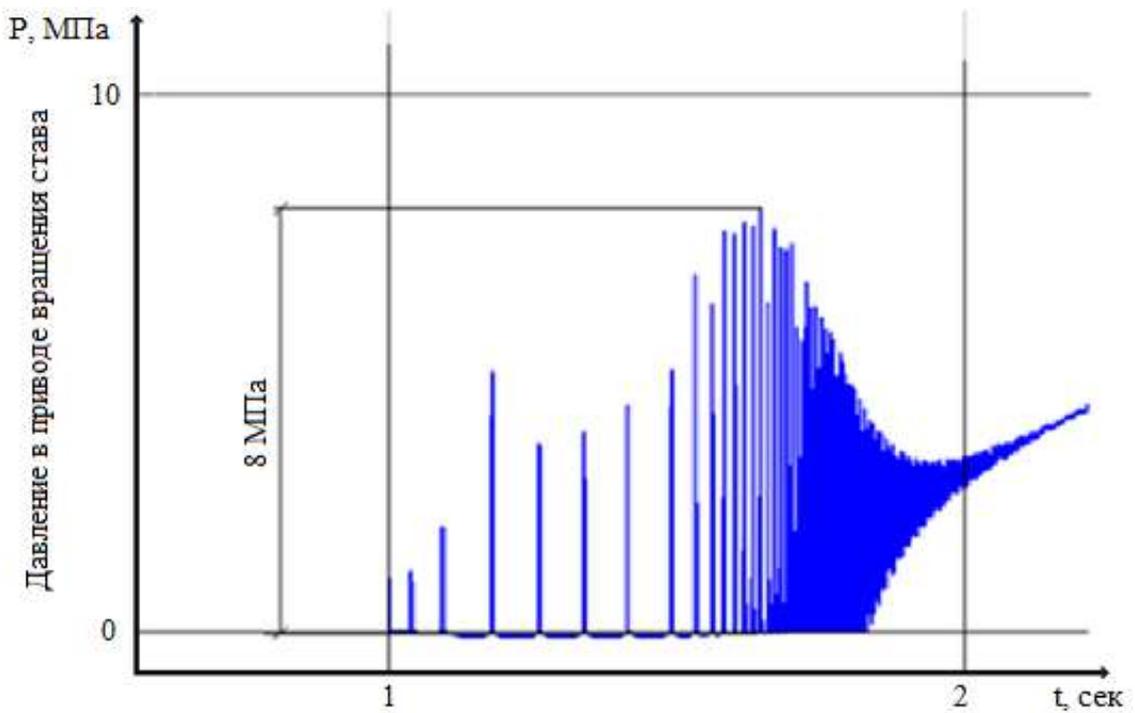


Рисунок Д.30 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

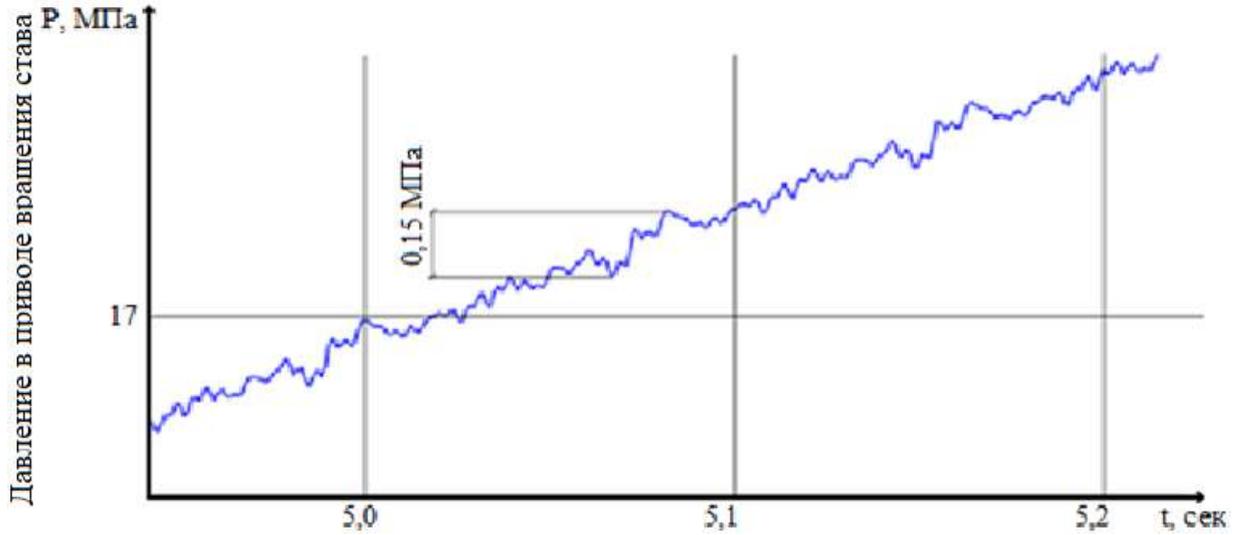


Рисунок Д.31 – Фрагмент участка II в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

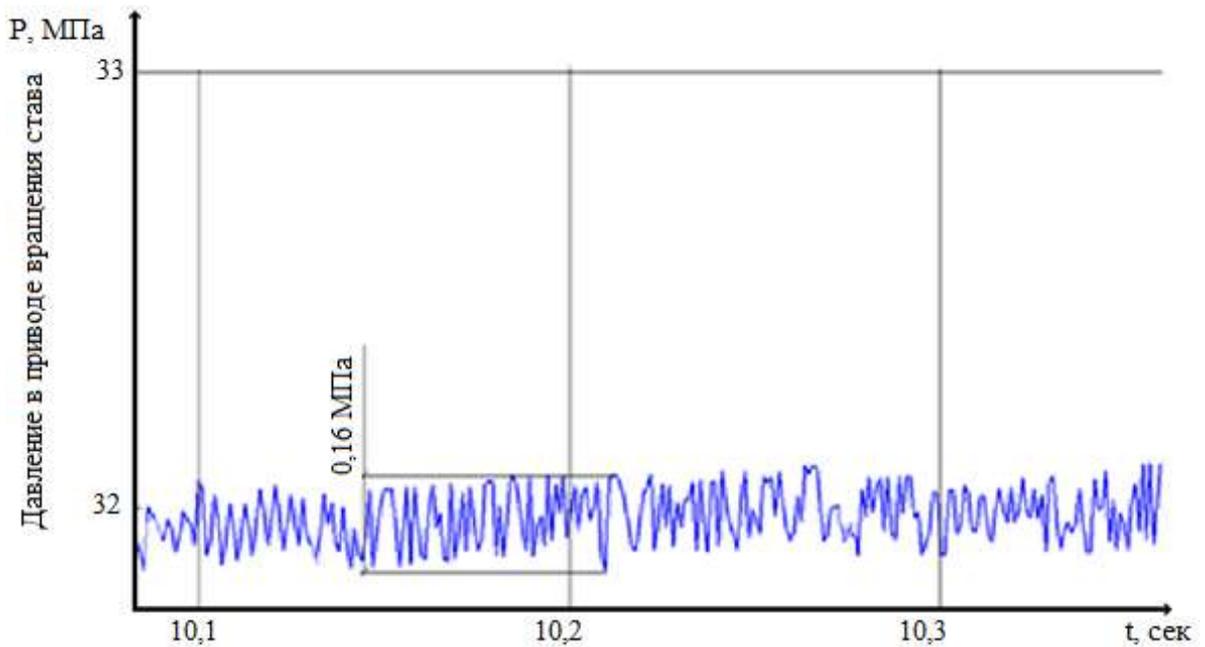


Рисунок Д.32 – Фрагмент участка III – зона установившегося режима в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

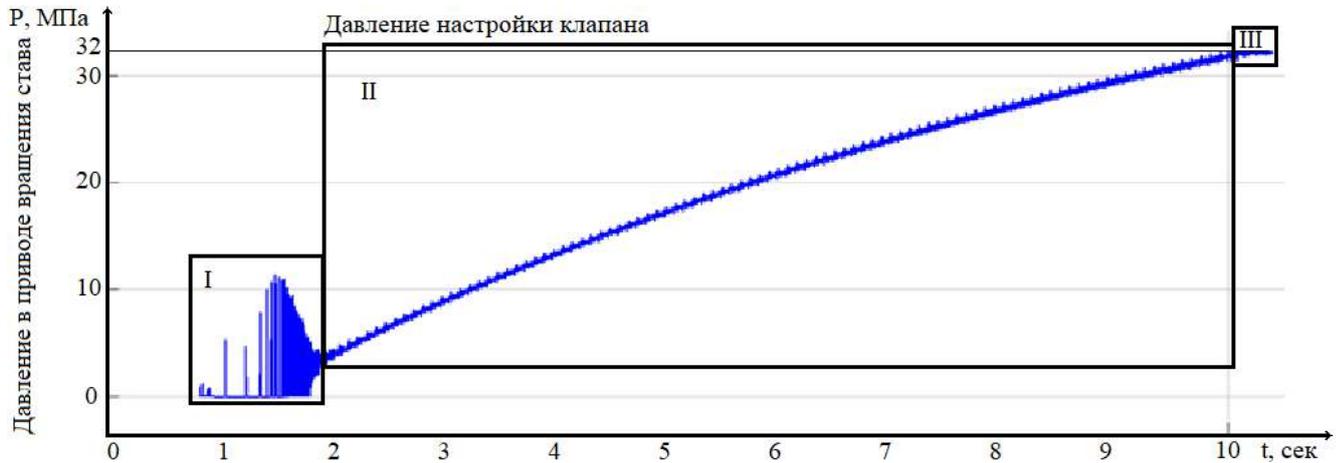


Рисунок Д.33 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

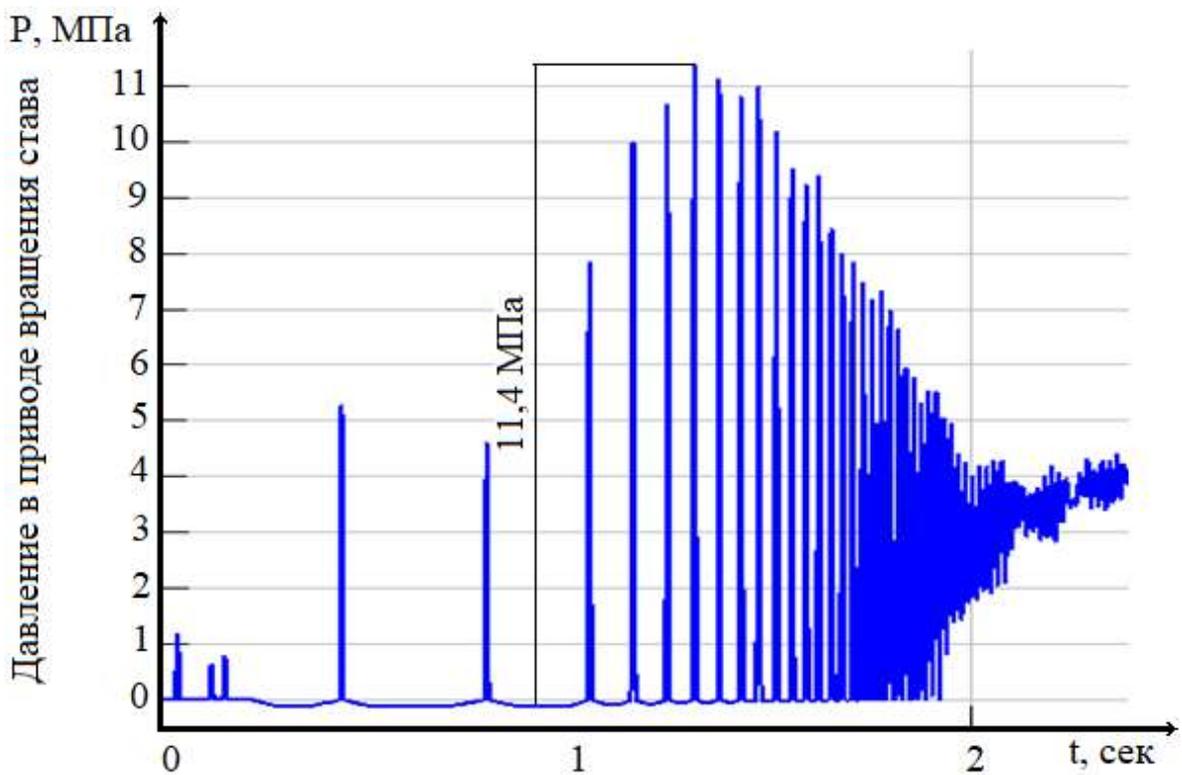


Рисунок Д.34 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

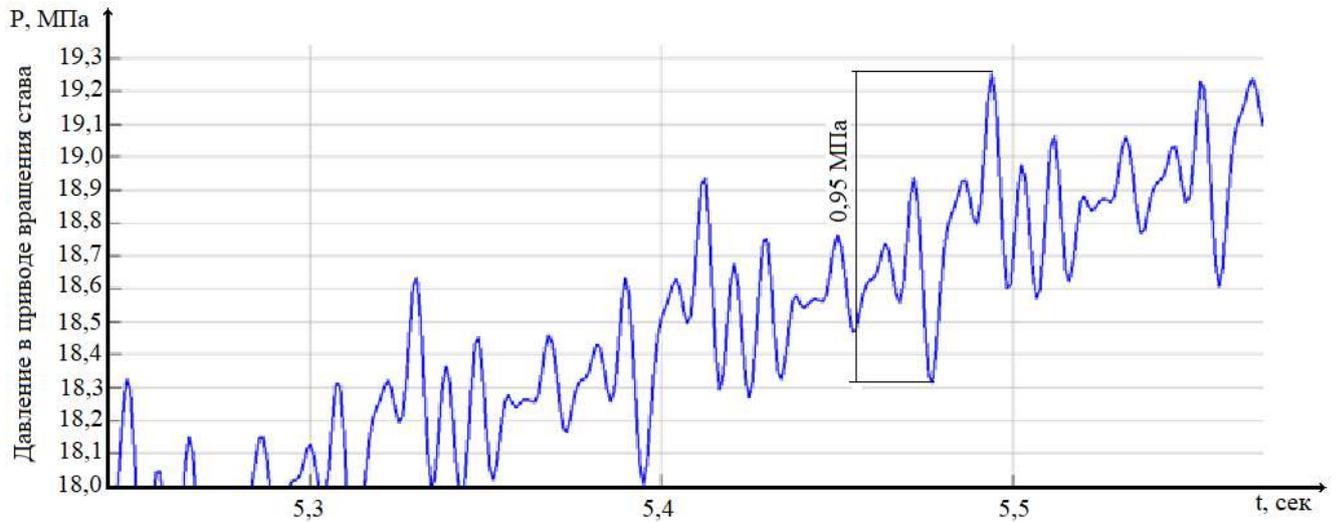


Рисунок Д.35 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

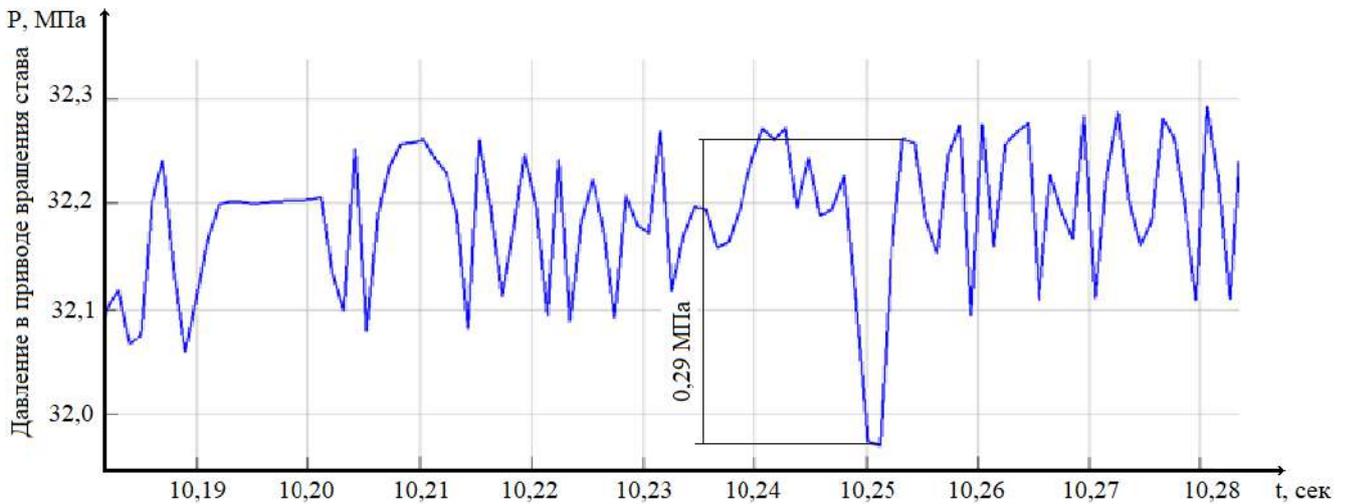


Рисунок Д.36 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

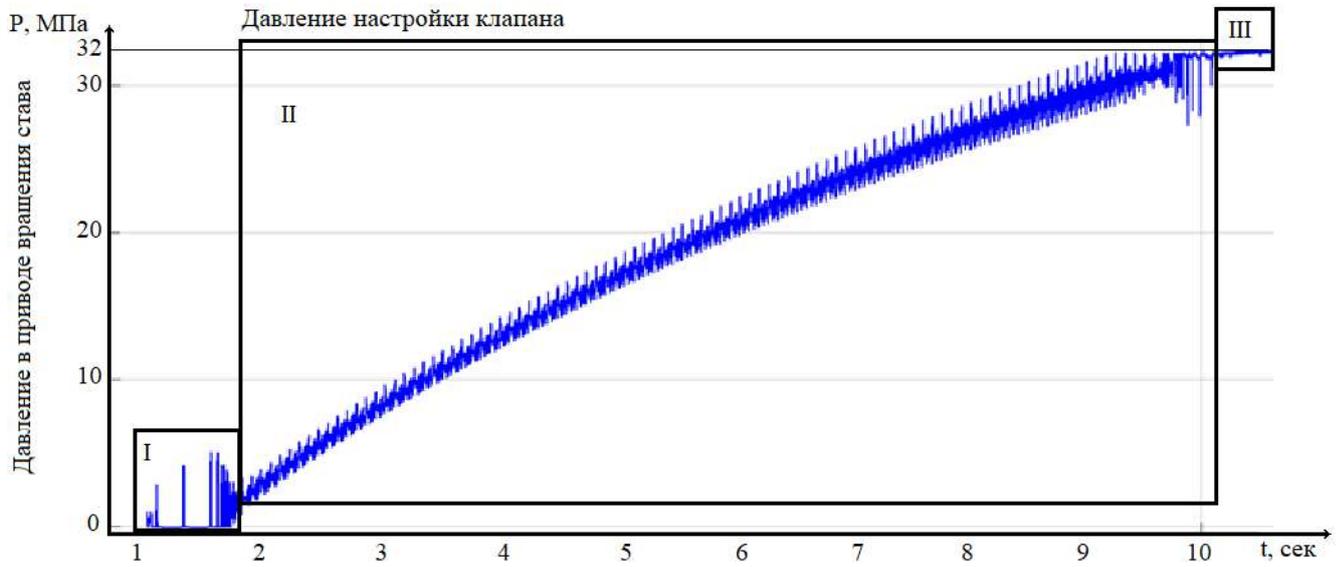


Рисунок Д.37 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

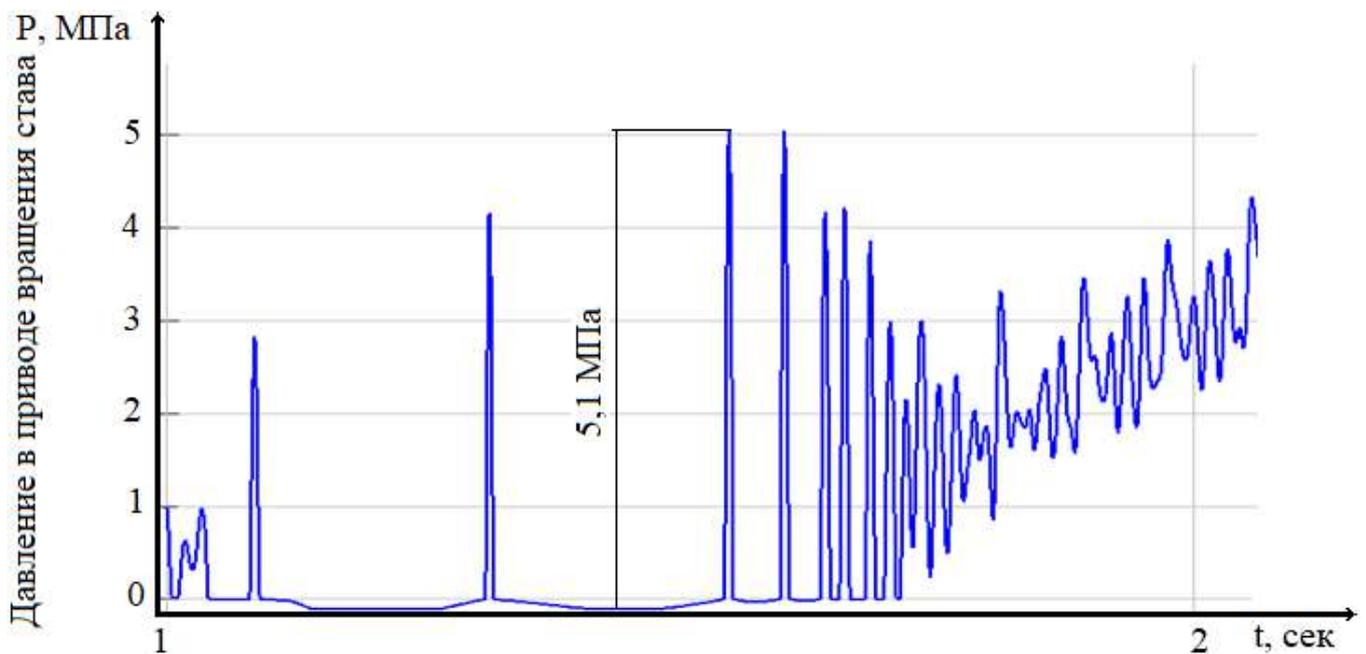


Рисунок Д.38 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

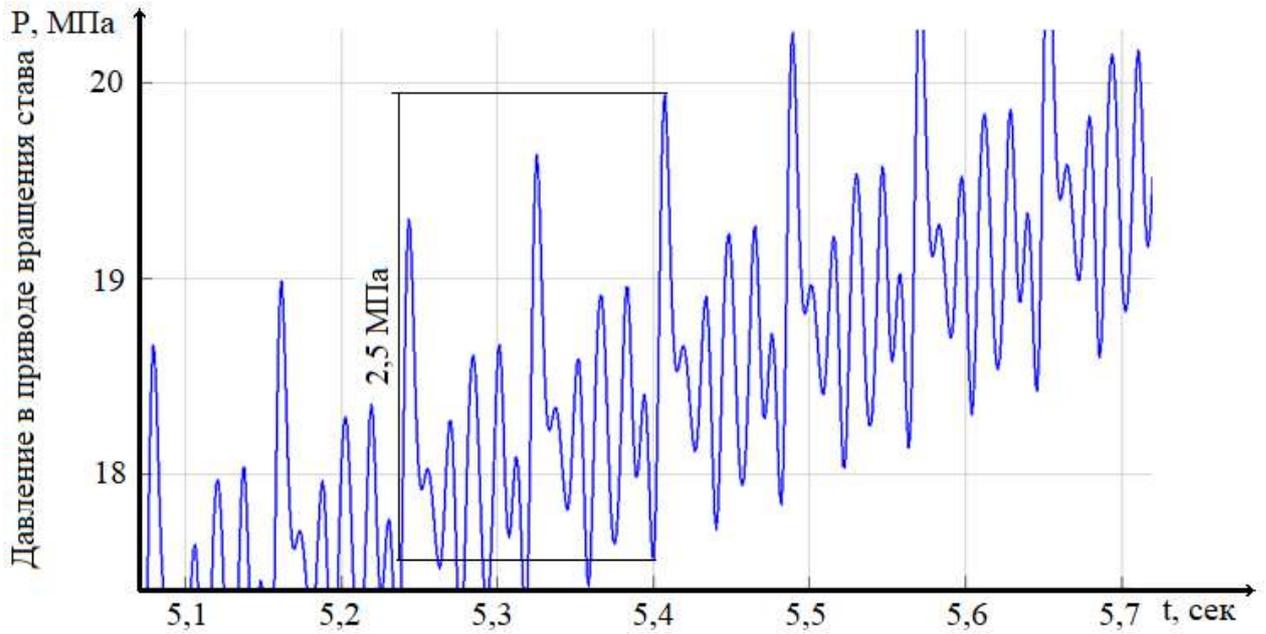


Рисунок Д.39 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

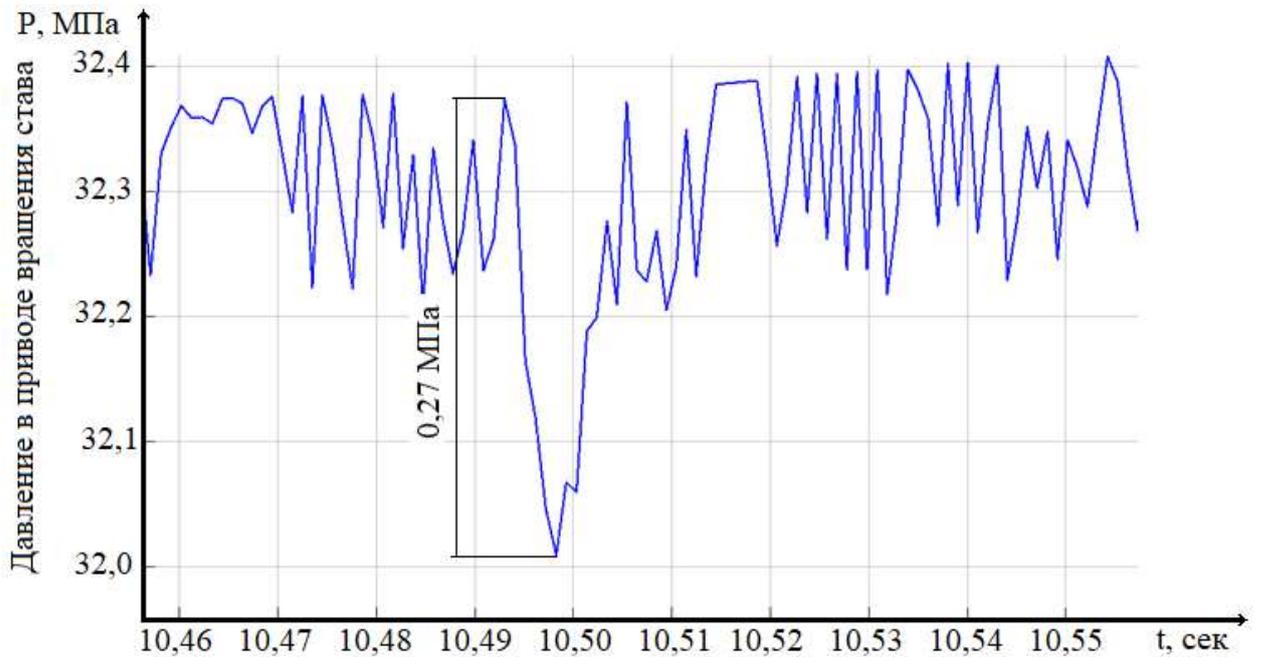


Рисунок Д.40 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

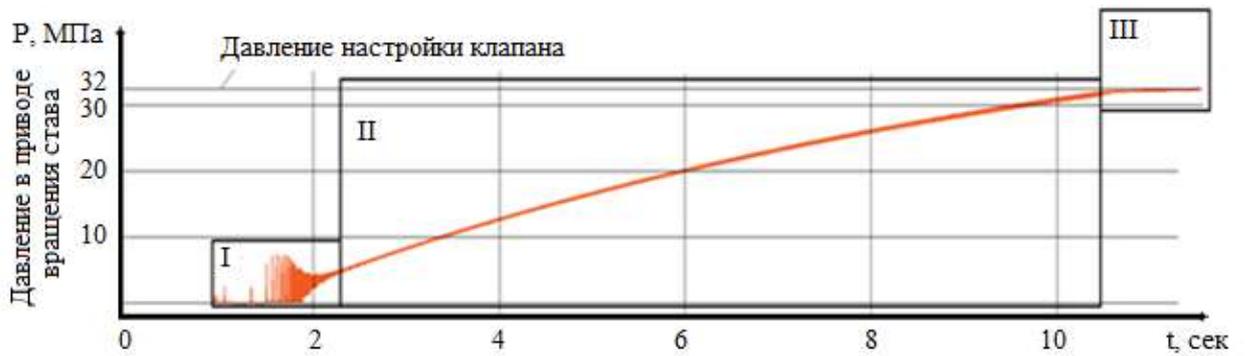


Рисунок Д.41 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

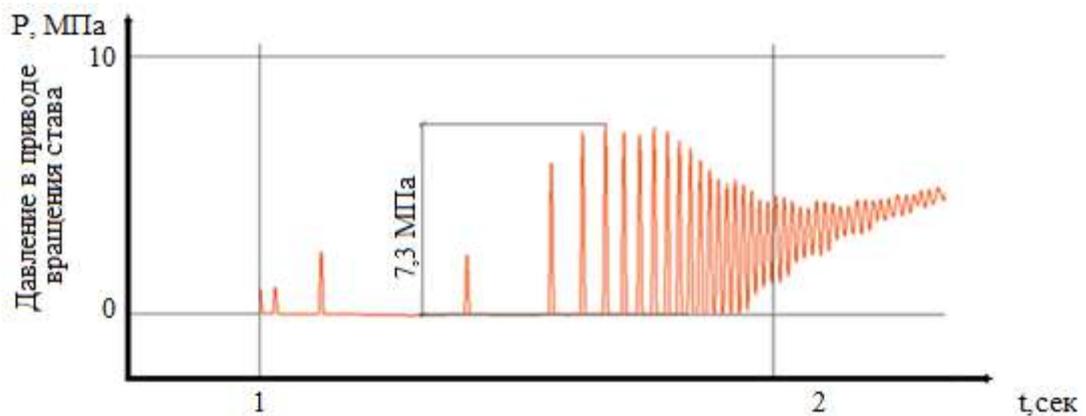


Рисунок Д.42 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

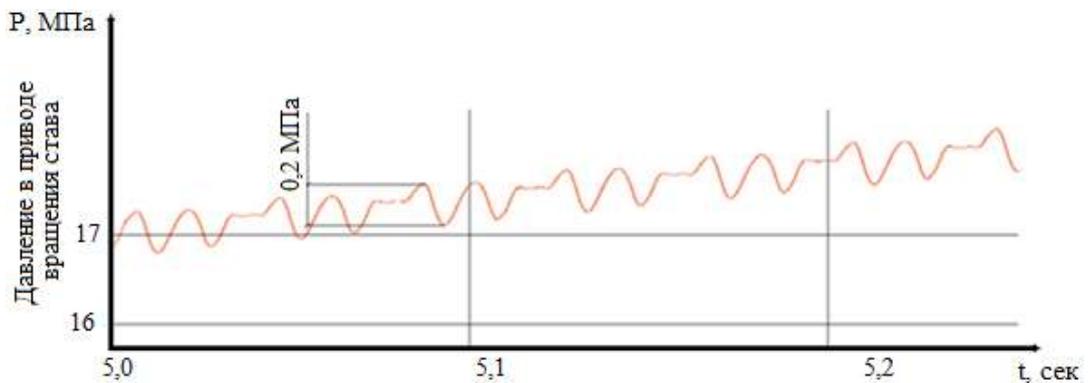


Рисунок Д.43 – Фрагмент участка II в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

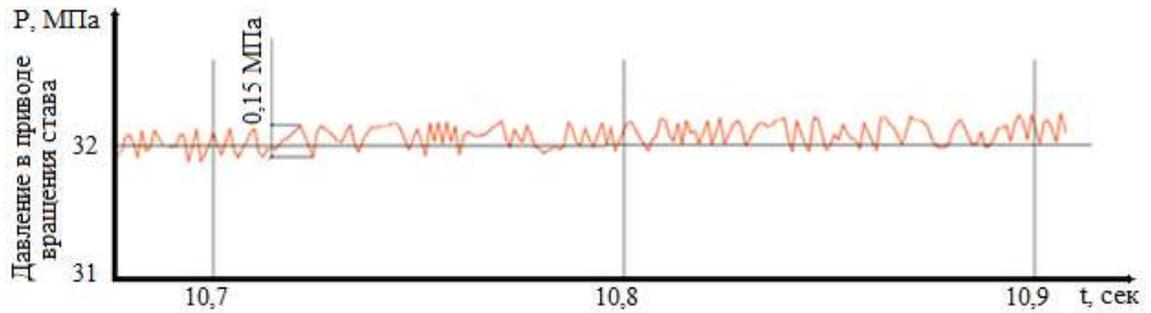


Рисунок Д.44 – Фрагмент участка III – зона установившегося режима в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 2 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

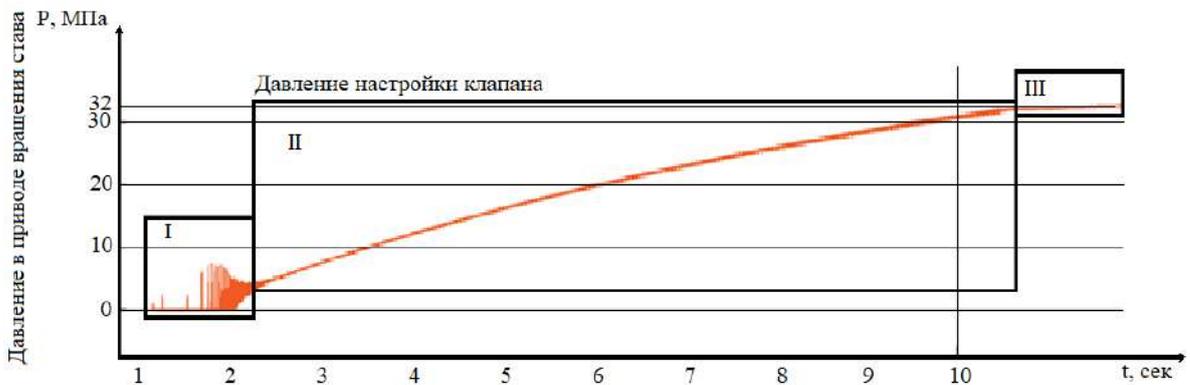


Рисунок Д.45 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

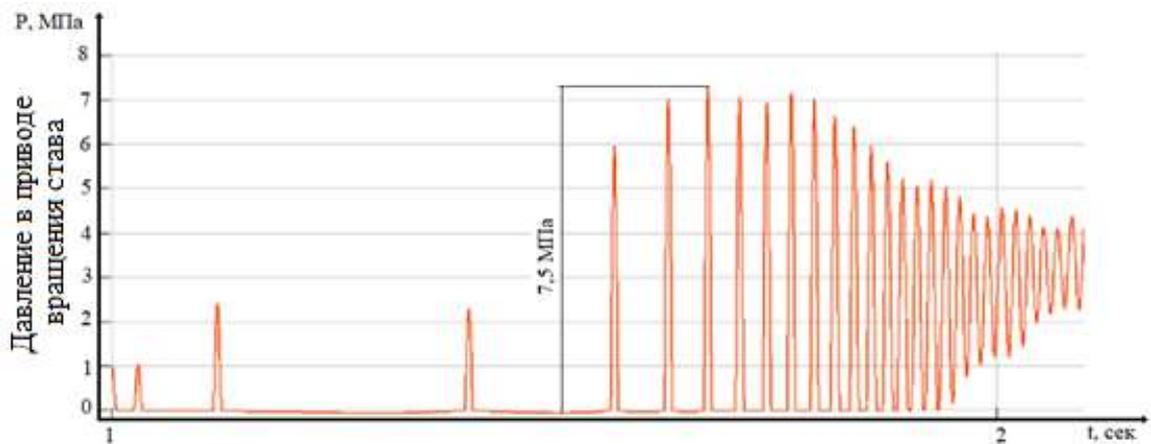


Рисунок Д.46 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

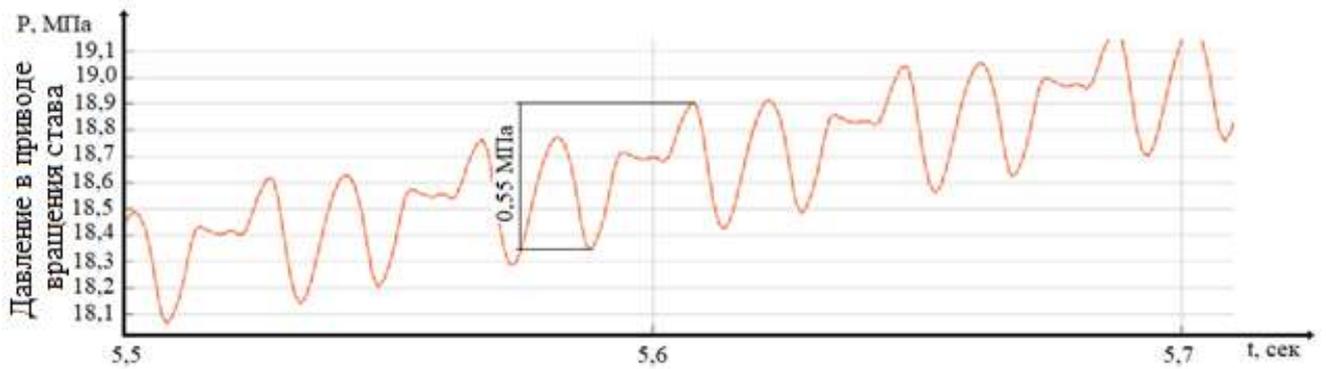


Рисунок Д.47 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

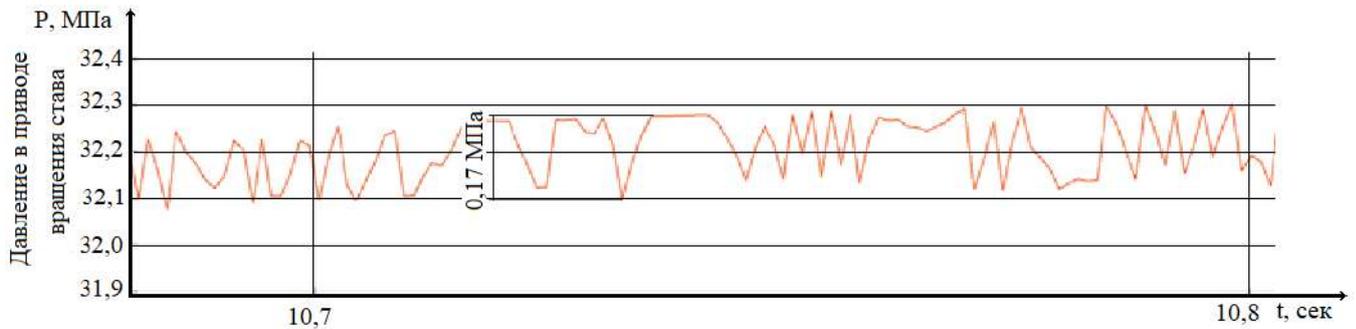


Рисунок Д.48 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 10 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

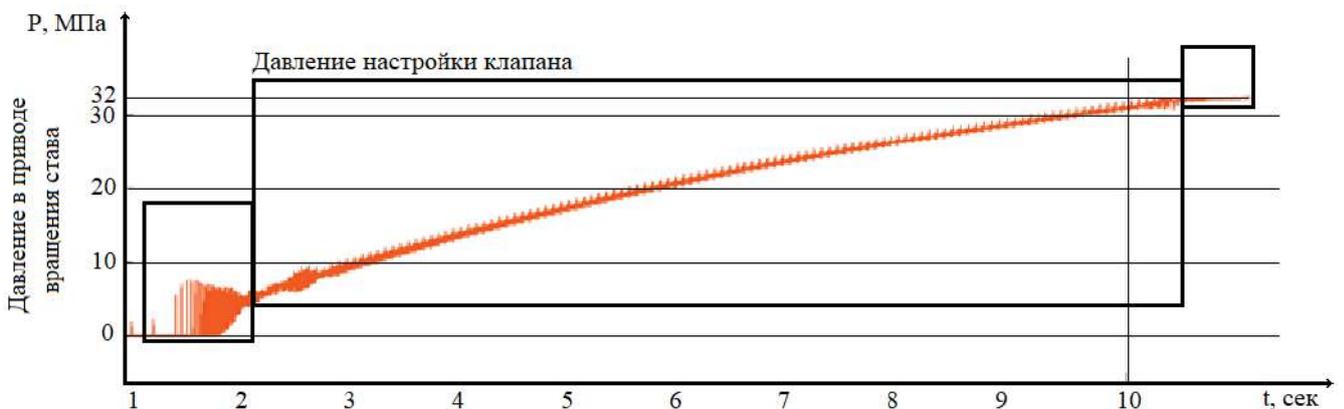


Рисунок Д.49 – Изменение давления в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

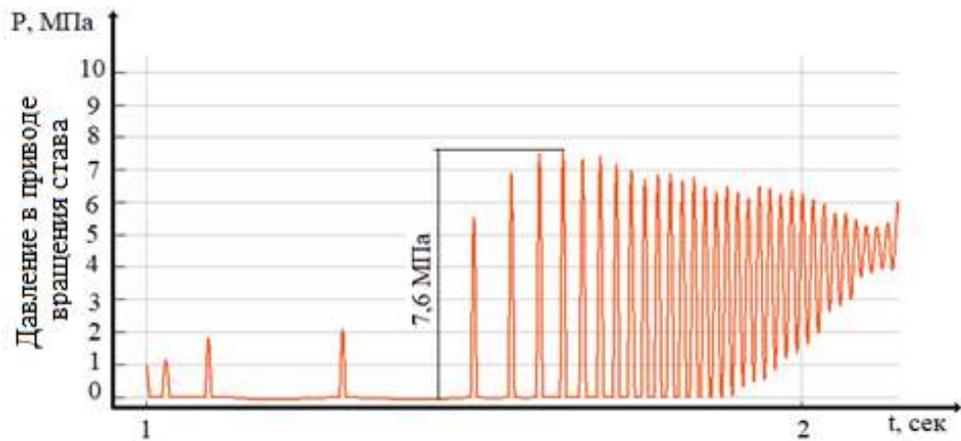


Рисунок Д.50 – Изменение давления в момент пуска в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

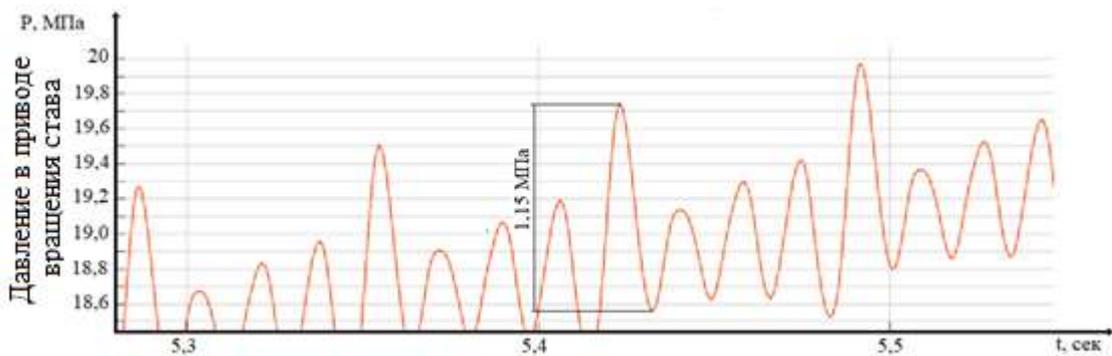


Рисунок Д.51 – Изменение давления в момент разгона в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

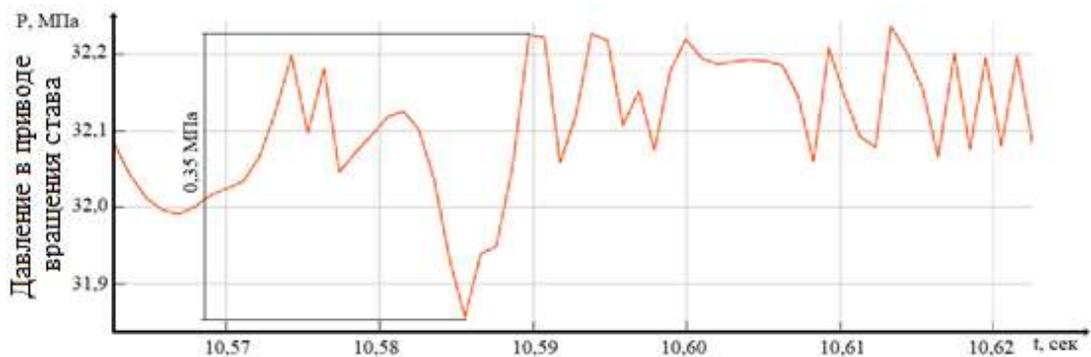


Рисунок Д.52 – Изменение давления в момент выхода на режим в гидроприводе вращения бурового става при осевом усилии 14 тс, при бурении монолитных пород X категории с использованием высокомоментного гидромотора

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

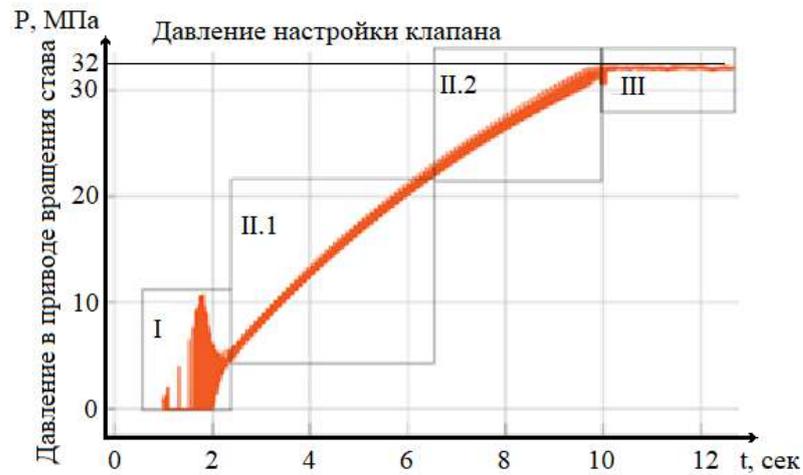


Рисунок Д.53 – График изменения давления в приводе вращения бурового става с высокомоментным гидромотором.

$T_{OC} = 110 \text{ кН (11 тс)}$; $V_{ак} = 45 \text{ дм}^3(\text{л})$; $n_{вр} = 240 \text{ об/мин}$.

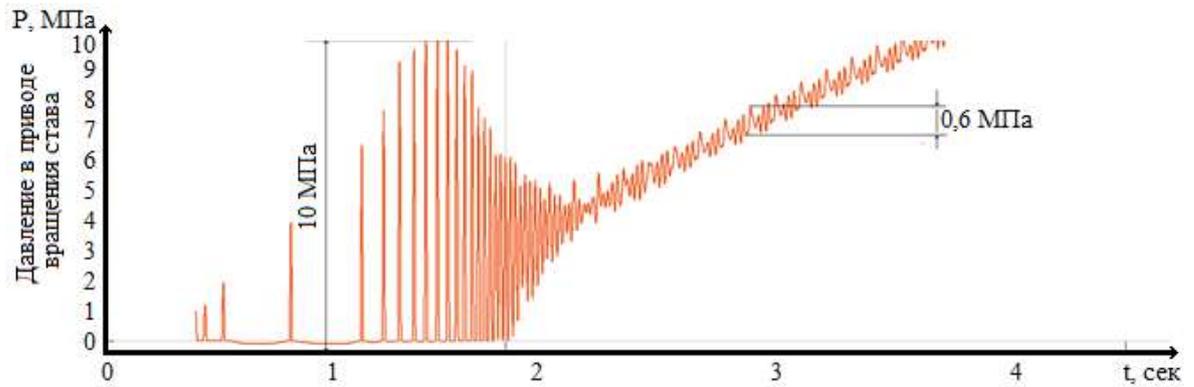


Рисунок Д.54 – Участок I (запуск привода вращения)

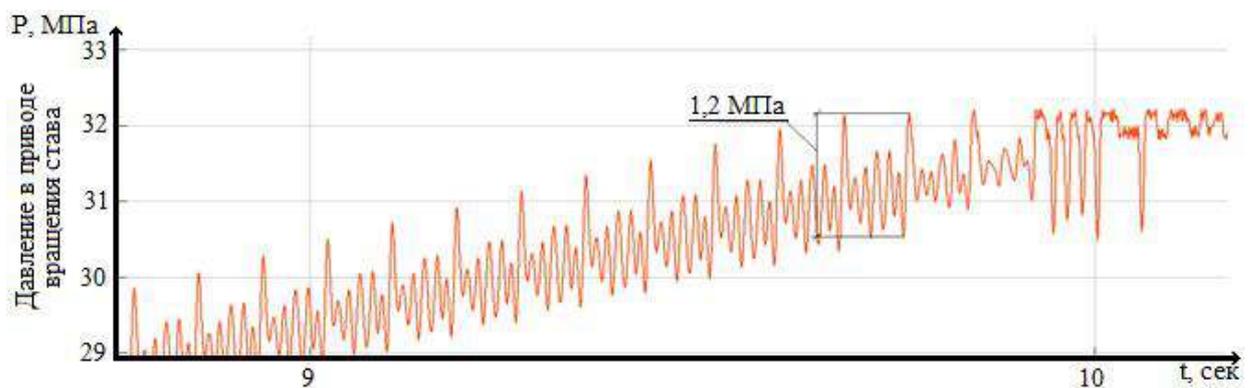


Рисунок Д.55 – Участок II (разгон привода вращения до номинальных оборотов бурового става)

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

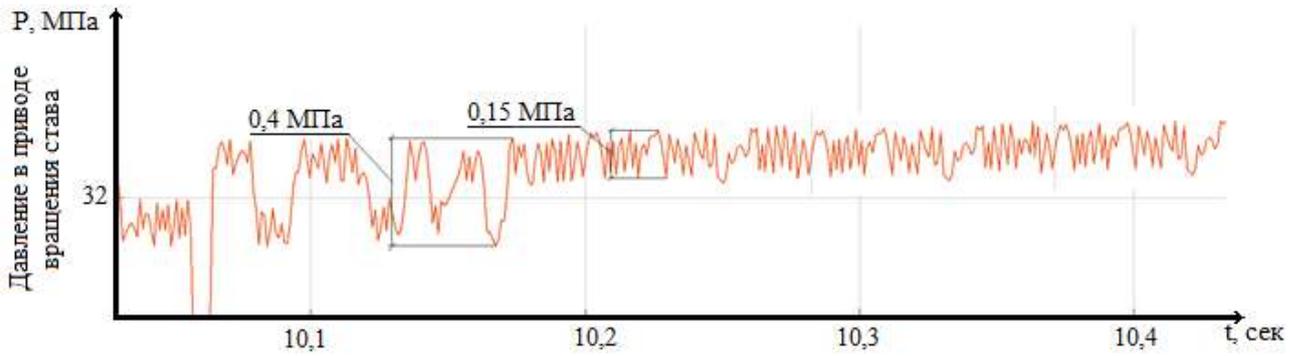


Рисунок Д.56 – Участок III (выход на режим установившегося движения)

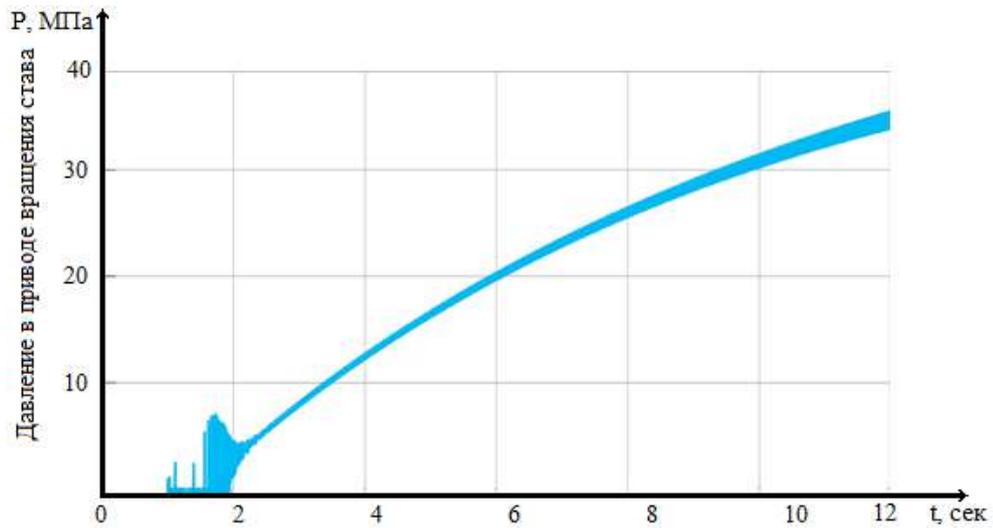


Рисунок Д.57 – Изменение давления в напорной линии гидронасоса до модернизации

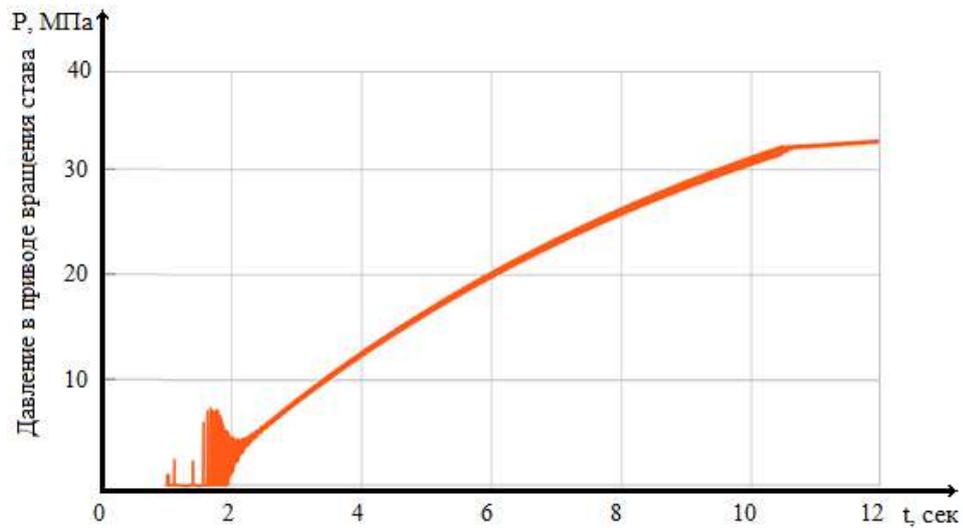


Рисунок Д.58 – Изменение давления в напорной линии гидронасоса после модернизации

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Д

Максимальная нагрузка в режиме, близком к установившемуся (примерно через 12 сек после пуска), составляет 35–40 МПа. Для модернизированной конструкции нагрузка составляет 32 МПа. Таким образом, снижение нагрузки составляет 8–15 %.

Можно отметить, что в первоначальные секунды (около 10 сек) рост давления как для модернизированного привода вращения, так и немодernизированного совершенно идентичен, а первые различия начинаются на значении около 12 сек, что соответствует переходу от механических передач непосредственно к движению рабочего органа. Оба графика, характеризующие изменение давления при работе привода вращения бурового става до и после модернизации, позволяют наглядно увидеть существенное снижение колебаний давления.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Экономическая эффективность

Общая информация

Стоимость эксплуатации строительных машин составляет значительную долю от общих затрат на выполнение строительно-монтажных работ и существенно влияет на результаты производственно-хозяйственной деятельности строительных предприятий.

Необходимым условием эффективного использования строительных машин является соответствие сметной стоимости эксплуатации машин реальным затратам на их применение. Для оценки затрат, связанных с применением строительных машин, используются показатели сметной, плановой (рассчитанной строительной организацией с учетом конкретных условий) и фактической (реально сложившейся на строительной площадке) стоимости эксплуатации строительных машин.

Сметная стоимость эксплуатации строительных машин определяется проектной организацией в ходе разработки комплекта проектных документов по сметным нормам и ценам, действующим на момент расчета.

Плановая стоимость эксплуатации строительных машин рассчитывается строительной организацией для планирования предстоящих затрат на применение имеющихся у них машин в условиях реального строительного объекта.

Фактическая стоимость эксплуатации строительных машин устанавливается на основе данных учета всех затрат строительной организации, связанных с использованием машин в ходе выполнения заданного объема работ.

В соответствии с порядком определения стоимости строительства при свободных (договорных) ценах на строительную продукцию в условиях рыночных отношений в сметных расчетах, затраты определяются исходя из времени использования (нормативная потребность) необходимых машин и соответствующей цены одного машинного часа их эксплуатации. Нормативная потребность в строительных машинах и суммирование в локальной ресурсной

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

стоимости или в локальном ресурсном сметном расчете ресурсных показателей на строительные машины, применяемые на объекте (при выполнении работ), с сопоставлением полученных результатов с данными проекта организации строительства (ПОС), согласованно с подрядчиком, либо сразу по данным ПОС или проекта производства работ (ППР), согласованно с подрядчиком [12].

Информация о текущих ценах на эксплуатацию строительных машин может быть получена от подрядных строительного-монтажных организаций, трестов (управлений) механизации или других организаций, в распоряжении которых находится строительная техника.

Подрядным организациям, имеющим на балансе строительные машины, а также получающим их для работы из других организаций, необходимо постоянно поддерживать в рабочем состоянии ведомости исходных данных о стоимости эксплуатации строительных машин. По каждой машине целесообразно определять стоимость по элементам затрат как в базисном, так и в текущем уровне цен, а также иметь расшифровку текущих индексов по составляющим элементам и с итоговыми данными эксплуатации машины – час [12]. Многолетняя практика строительного производства показала целесообразность применения сметно-нормативной базы ценообразования в строительстве, в т. ч. для определения сметной стоимости эксплуатации строительных машин.

Рассчитаем стоимость эксплуатации бурового тракторного станка БТС-150. Масса станка 23,1 т. Дизельный двигатель ЯМЗ-238б мощностью 220 кВт (300 л.с.). Цена машины с рабочим оборудованием (без учета НДС и налогов с продаж): 11 113 000 руб.

Определение стоимости модернизированной машины

Цена базовой машины на 2022 год в стандартной комплектации:

$$C_B = 11\,148\,000 \text{ руб.}$$

В этом случае цена модернизированной техники равна:

$$C_{\text{мод}} = C_B \cdot \Delta K,$$

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

где: C_B – расчетно-балансовая стоимость машины;

ΔK – дополнительные затраты на модернизацию;

$\Delta K = 150\,000$ руб. (по данным завода изготовителя).

Определение амортизационных отчислений:

$$A = B_C \cdot H_A$$

где B_C – средневзвешенная восстановительная стоимость автомобильного крана, входящего в тона размерную группу с учетом его удельного веса в парке, руб.;

H_A – норма амортизированных отчислений на полное восстановление БТС;

$H_A = 20\%$

Нормативный показатель на выполнение всех видов работ на год для базовой машины:

$$A = 11148000 \cdot 0,2 = 2229600 \text{ руб/год.}$$

Нормативный показатель на выполнение всех видов работ на год для модернизированной машины:

$$A = (11148000 + 150000) \cdot 0,2 = 2259600 \text{ руб/год.}$$

Затраты на выполнение всех видов ремонта, диагностирования и техническое обслуживание определяются нормативным показателем P :

$$P_{\text{год}} = \frac{B_C \cdot H_P}{100},$$

где B_C – восстановительная стоимость БТС;

H_P – годовая норма затрат на ремонт, диагностирование и техническое обслуживание. $H_P = 16\%$

– для базового БТС:

$$P_{\text{год}}^B = \frac{B_C^B \cdot H_P}{100} = \frac{11148000 \cdot 15}{100} = 1672200 \frac{\text{руб}}{\text{год}}$$

– для модернизированного БТС:

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

$$P_{ГОД}^{МОД} = \frac{B_C^{МОД} \cdot H_P}{100} = \frac{11298000 \cdot 15}{100} = 1694700 \frac{\text{руб}}{\text{год}}$$

Затраты на 1 маш. час:

$$P_{ГОД}^{(1 \text{ маш. час})} = \frac{P_{ГОД}}{T},$$

где T – годовой режим работы БТС.

$$T = 2000 \frac{\text{маш. час}}{\text{год}}$$

– для базового БТС

$$P_{ГОД}^B = 1672200 \frac{\text{руб}}{\text{год}};$$

$$P_{ГОД}^{B(1 \text{ маш. час})} = \frac{P_{ГОД}^B}{T} = \frac{1672200}{2000} = 836,1 \frac{\text{руб}}{\text{маш. час}}$$

– для модернизированного БТС

$$P_{ГОД}^{МОД} = 1694700 \frac{\text{руб}}{\text{год}},$$

$$P_{ГОД}^{МОД(1 \text{ маш. час})} = \frac{P_{ГОД}^{МОД}}{T} = \frac{1694700}{2000} = 847,4 \frac{\text{руб}}{\text{маш. час}}$$

Определение нормативного показателя затрат на дизельное топливо:

$$T = H_D \cdot Ц_D \cdot T_{СМ} \cdot n_{СМ},$$

где H_D – норма расхода дизельного топлива БТС;

$$H_D = \begin{cases} \text{при работе: } H_D = 22 \frac{\text{кг}}{\text{маш. час}} \\ \text{при перебазировке: } H_D = 19 \frac{\text{кг}}{\text{маш. час}} \end{cases};$$

$Ц_D$ – цена приобретения дизельного топлива франко – наливная (на автозаправочной станции).

$$Ц_D = 40 \text{ руб.}$$

– при работе БТС:

$$T_{ГОД}^P = 22 \cdot 40 \cdot 8 \cdot 250 = 1760000 \frac{\text{руб}}{\text{год}}$$

– при перебазировке БТС:

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

перебазировка не учитывается, т. к. осуществляется на платформе.

Тогда общие расходы на дизельное топливо при работе и при перебазировке составят:

$$T = T_{ГОД}^P + T_{ГОД}^{ПЕРЕБ.} = 1760000 \frac{\text{руб}}{\text{год}}$$

Определение нормативного показателя затрат на смазочные материалы на год

Расчет осуществляется по нормам расхода топлива:

$$C_{см. мат} = H_{\delta} \cdot T_{см} \cdot n_{см} \cdot Ц_{см},$$

где $H_{\delta} = 1,2$;

$Ц_{см}$ – средневзвешенная региональная цена смазочного материала с учетом на доставку.

$$Ц_{см} = 30 \text{ руб/маш. час};$$

$$C_{см. мат} = 1,2 \cdot 8 \cdot 250 \cdot 30 = 72000 \text{ руб/год.}$$

Затраты гидравлической жидкости одного маш. часа.

$$Г = \frac{O \cdot Д_{г} \cdot K_{д} \cdot П_{г} \cdot Ц_{г} \cdot K_{дг}}{T_{р}},$$

где O – показатель вместимости гидравлической системы (емкость бака).

$$O = 165 \text{ дм}^3 = 100 \text{ л};$$

$Д_{г}$ – плотность гидравлической жидкости.

$$Д_{г} = 0,85 \text{ кг/дм}^3;$$

$K_{д}$ – коэффициент доливок гидравлической жидкости. $K_{д} = 1,5$;

$П_{г}$ – периодичность полной замены гидравлической жидкости в течение года;

$$П_{г} = 2;$$

$Ц_{г}$ – цена гидравлической жидкости;

$$Ц_{г} = 40 \text{ руб/кг};$$

$K_{дг}$ – коэффициент затрат гидравлической жидкости к автокрану;

$$K_{дг} = 1,2.$$

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

$$\Gamma = \frac{100 \cdot 0,85 \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 40 \cdot 1,2}{2000} = 6,12 \frac{\text{руб}}{\text{маш} \cdot \text{час}}$$

Нормированный показатель расхода гидравлической жидкости:

$$\Gamma_{\text{НОРМ}} = \frac{O \cdot D_{\Gamma} \cdot K_{\text{Д}} \cdot \Pi_{\Gamma}}{T_{\text{Р}}} = \frac{100 \cdot 0,85 \cdot 1,5 \cdot 2}{2000} = 0,1275 \frac{\text{кг}}{\text{маш} \cdot \text{час}}$$

Затраты на гидравлическую жидкость за год:

$$\Gamma_{\text{год}} = \Gamma \cdot T_{\text{см}} \cdot n_{\text{см}},$$

$$\Gamma_{\text{год}} = 6,12 \cdot 8 \cdot 250 = 12240 \text{ руб/год.}$$

Оплата машиниста БТС с начислением на социальные нужды:

$$З_{\text{год}} = O_{\text{Т}} \cdot T_{\text{см}} \cdot n_{\text{см}},$$

где $O_{\text{т}}$ – часовая оплата труда с учетом всех дополнительных начислений.

$$O_{\text{Т}} = ЧТС + D_{\text{зн}} + D_{\text{соц.н.}},$$

где ЧТС – часовая тарифная ставка.

$$ЧТС = ЧТС_{\text{ТАР}} + D,$$

где $ЧТС_{\text{ТАР}}$ – установленная часовая тарифная ставка. $ЧТС_{\text{ТАР}} = 90 \text{ руб/час.}$

D – доплаты.

$$D = ЧТС_{\text{ТАР}} \cdot \frac{40}{100} = 90 \cdot \frac{40}{100} = 36 \text{ руб}$$

$$ЧТС = 90 + 36 = 126 \text{ руб}$$

$D_{\text{зн}}$ – дополнительная заработная плата;

$$D_{\text{з.п.}} = ЧТС \cdot \frac{10}{100} = 126 \cdot \frac{10}{100} = 13 \text{ руб};$$

$D_{\text{соц.н.}}$ – доплаты на социальные нужды;

$$D_{\text{соц.н.}} = (ЧТС + D_{\text{з.п.}}) \cdot \frac{26}{100} = (126 + 13) \cdot \frac{26}{100} = 36 \text{ руб};$$

$$O_{\text{Т}} = 126 + 13 + 36 = 175 \text{ руб};$$

$$З_{\text{год}} = 175 \cdot 8 \cdot 250 = 350000 \text{ руб/год.}$$

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е**Сравнительная технико-экономическая характеристика****Таблица Е.1 – Сравнение базового и модернизированного вариантов**

№	Наименование статей затрат	Нормативные показатели, руб/год	
		Базовый вариант	Модернизированный вариант
1	Амортизационные отчисления	2229600	2259600
2	Затраты на ремонт и техническое обслуживание	1672200	1694700
3	Затраты на дизельное топливо (с учетом перебазирования)	1760000	1760000
4	Затраты на смазочные материалы	72000	72000
5	Затраты на гидравлическую жидкость	12240	12240
6	Оплата труда машиниста с учетом начислений на социальные нужды	350000	350000
ИТОГО		6096040	6148540

Расчет денежных потоков

Расчет чистых денежных потоков приведен в таблице Е.2. Чистые денежные потоки представляют собой разность результатов, достигнутых в i -м году и затрат, осуществленных в том же году. В качестве результатов выступает годовая величина чистой прибыли, а в последнем году – также чистая выручка от ликвидации оборудования [12].

Оценка эффективности инвестиций

Показателем эффективности инвестиций является чистый

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

дисконтированный доход (ЧДД), представляющий собой сумму дисконтированных чистых денежных потоков от инвестиций за весь расчетный период [12].

Таблица Е.2 – Расчет чистых денежных потоков

	ГОД				
	0	1	9	10
Инвестиции (модернизированный БТС)	-150	-	-	-	-
Изменение расходов					
Затраты на ремонт и техническое обслуживание	-	-1694	-1694	-1694	-1694
Амортизация		-2259,6	-2259,6	-2259,6	-2259,6
ИТОГО:	-	-3953,6	-3953,6	-3953,6	-3953,6
Налог на прибыль (20 %):	-	790,7	790,7	790,7	790,7
ВСЕГО:	-	-3163,6	-3163,6	-3163,6	-3163,6
Корректировка денежных потоков (амортизация):	-	2259,6	2259,6	2259,6	2259,6
Чистые денежные потоки (ЧДП)	-150	-904	-904	-904	-904

Чем больше ЧДД, тем эффективней проект [12].

$$ЧДД = \frac{ЧДП_0}{(1+HR)^0} + \frac{ЧДП_1}{(1+HR)^1} + \frac{ЧДП_2}{(1+HR)^2} + \dots + \frac{ЧДП_n}{(1+HR)^n},$$

где: HR – барьерная ставка;

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

n – число лет функционирования объекта.

Чистый денежный поток берется со знаком, соответствующим оттоку или притоку денежных средств. Положительное значение ЧДД говорит об эффективности рассматриваемого варианта [12].

Капитал предприятия формируется из двух источников: собственного и заемного. Для привлечения капитала из этих источников предприятию необходимо платить. Это либо процент по кредитам (заемный капитал), либо дивиденды (акционерный капитал). Чем более рисковый проект, тем более высокие дивидендов будут ожидать акционеры, а кредиторы будут предлагать кредиты под более высокие проценты. И акции предприятия, и кредиты реализуются на финансовых рынках. И именно цены свободного рынка определяют степень риска инвестиций [12].

Поэтому можно сказать, что стоимость капитала предприятия представляет собой рыночную оценку уровня риска по операциям предприятия. Предприятия принимают эту оценку в качестве среднего значения барьерного коэффициента HR , т. к. у них нет более объективного показателя [12].

Внутренняя норма рентабельности (IRR) представляет собой ставку дисконтирования, при которой ЧДД равно нулю. В этом случае барьерная ставка HR называется внутренней нормой рентабельности IRR . Если величина IRR оказывается больше барьерной ставки HR , то такой вариант является эффективным.

В общем случае стоимость капитала – это средневзвешенная цена (в процентах), которую предприятие уплатило за денежные средства, используемые для формирования своего капитала. Эта величина определяется соотношением заемного и собственного капиталов.

Рассчитаем барьерную ставку как [12]:

$$HR = ДД \cdot СД + ДСК \cdot ССК;$$

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

где: $ДД = 0,3$ – доля долга;

$СД$ – стоимость долга;

$ДСК = 0,7$ – доля собственного капитала;

$ССК$ – стоимость собственного капитала.

$$СД = (1 - СН)N_E^{СД};$$

где: $СН = 0,2$ – ставка налога на прибыль,

$N_E^{СД}$ – номинальная эффективная кредитная ставка, которая определяется по формуле:

$$N_E^{СД} = \left(1 + \frac{N_{КБ}}{p}\right)^p - 1,$$

где: $N_{КБ} = 0,19$ – номинальная кредитная банковская ставка;

$p = 2$ – число периодов начисления процентов внутри года;

$$N_E^{СД} = \left(1 + \frac{0,19}{2}\right)^2 - 1 = 0,199;$$

$$СД = (1 - 0,2) \cdot 0,199 = 0,1592 = 16\%;$$

Стоимость собственного капитала $ССК$ определяется аналогично, но с учетом номинальной банковской ставки по депозитам, определенной Центральным Банком РФ:

$$ССК = N_E^{ССК} = \left(1 + \frac{N_{ДБ}}{p}\right)^p - 1;$$

где: $N_{ДБ} = 0,1$ – номинальная депозитная банковская ставка;

$$ССК = N_E^{ССК} = \left(1 + \frac{0,1}{2}\right)^2 - 1 = 0,1025 = 10\%.$$

Тогда барьерная ставка будет составлять:

$$HR = 0,3 \cdot 0,16 + 0,7 \cdot 0,1 = 0,118 = 11,8\%.$$

При определении эффективности данного проекта приравниваем ЧДД к 0 (ЧДД = 0):

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Е

$$ЧДД = \frac{ЧДП0}{(1+HR)^0} + \frac{ЧДП1}{(1+HR)^1} + \frac{ЧДП2}{(1+HR)^2} \dots + \frac{ЧДП10}{(1+HR)^{10}} = 0$$

$$\begin{aligned} ЧДД &= \frac{-150000}{(1+0,118)^0} + \frac{-904000}{(1+0,118)^1} + \frac{-904000}{(1+0,118)^2} + \frac{-904000}{(1+0,118)^3} + \\ &+ \frac{-904000}{(1+0,118)^4} + \frac{-904000}{(1+0,118)^5} + \frac{-904000}{(1+0,118)^6} + \frac{-904000}{(1+0,118)^7} + \frac{-904000}{(1+0,118)^8} + \frac{-904000}{(1+0,118)^9} + \frac{-904000}{(1+0,118)^{10}} = \\ &= -5299873 \text{ руб.} \end{aligned}$$

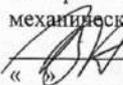
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Акт внедрения



**Акционерное общество
Можайское экспериментально-механическое
предприятие**

Россия 143200, г. Можайск Московской области, ул. Мира, 105
Тел. директора: (49638) 24-859;
тел/факс (49638) 24-991,
E-mail: mempzao@yandex.ru www.mempzao.ru
Отгрузочные реквизиты: станция Московская ж. д.
код станции 183201 код предприятия 6651
ИНН 5028002511

УТВЕРЖДАЮ
Директор Акционерного
общества «Можайское
экспериментально-
механическое предприятие»

Бергер В.И.
« 2022 г.

АКТ

о практическом использовании результатов диссертационной работы Шошина Александра Сергеевича «Определение рациональных параметров привода вращения бурового става буровых тракторных станков».

Настоящим актом организация АО «Можайское экспериментально-механическое предприятие» подтверждает теоретическую и практическую значимость результатов диссертационной работы Шошина А.С. по определению рациональных параметров привода вращения бурового става буровых тракторных станков.

Следует отметить, что предлагаемые автором практические рекомендации, подтвержденные теоретически и экспериментально, позволяют повысить надёжность и ремонтпригодность привода рабочих органов буровых станков типа БТС-150, обеспечить более стабильный процесс бурения. Конструкция, разработанная в процессе исследования, позволяет упростить сборку буровых тракторных станков типа БТС-150, выпускаемых на предприятии.

Сущность предлагаемого решения изложена в приложении к настоящему акту на 2-х (двух) листах.

Предлагаемые в работе мероприятия существенно повысят производительность сборочных работ и снизят их ресурсоемкость.

Таким образом результаты диссертационного исследования Шошина А.С. позволяют существенно повысить экономическую эффективность применения буровых машин типа БТС-150.

Главный инженер



Торопин Г.Г.

Рисунок Ж1. Первый лист акта внедрения

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Ж

Приложение

к акту практической реализации

В основу предлагаемого устройства положена задача упрощения конструкции, повышения надёжности, рационализация производства и сборки привода вращения бурового става.

На рис.1 – буровой тракторный станок (вид сбоку и сзади);

на рис.3 – буровая рама;

на рис.2 – привод бурового става.

Буровой тракторный станок типа БТС-150 согласно (рис.1) состоит из базовой машины 1, основной рамы 2, гидродомкратов 3, буровой рамы 4, шарнирно закреплённой на основной раме 2.

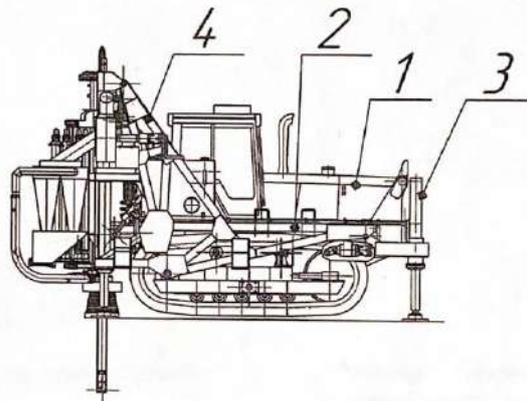


Рисунок 1. Общий вид бурового тракторного станка БТС-150.

Буровая рама согласно (рис.2) состоит из рамы 5, гидроцилиндров подачи 6, направляющих 7, привода вращения бурового става (рис.3) на опорной плите 9, смонтированы гидромотор 10 (сверху) и упорный подшипник 11 (снизу). Внутренняя полумуфта 12, внешняя полумуфта 13, втулка с замковой резьбой 14 установлены в сборе на валу гидромотора 10, кронштейны гидроцилиндров 8 и направляющие 7 закрепляются на опорной плите при помощи сварки.

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ Ж

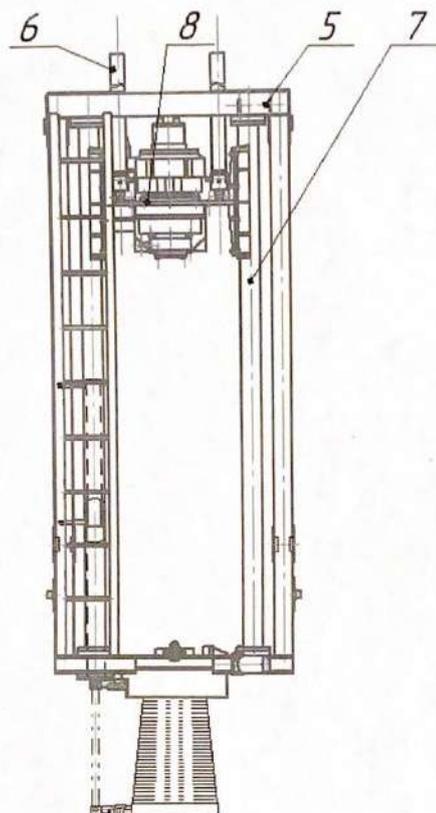


Рисунок 2. Общий вид буровой рамы.

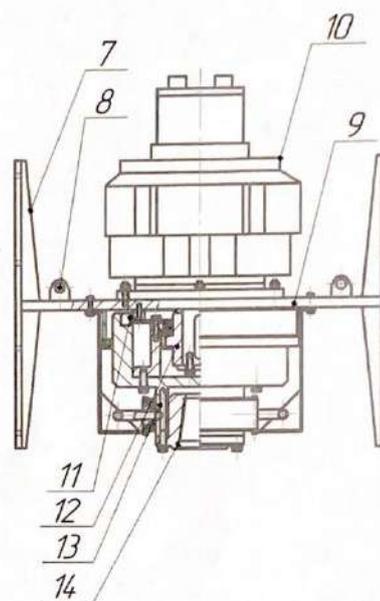


Рисунок 3. Безредукторный привод вращения бурового става

Предлагаемое устройство работает следующим образом. После остановки машина горизонтируется при помощи гидродомкратов 3. Используя гидроцилиндры подачи 6, привод бурового става поднимается в верхнее положение, во втулку 14 ввинчивается буровая штанга с исполнительным органом на другом конце. Гидромотор 10 приводится во вращение, затем начинается перемещение привода бурового става вниз с помощью гидроцилиндров подачи 6. Когда исполнительный орган, например, долото, начинает забуривание в породу, упорный подшипник 11 передаёт реакцию от движения подачи на опорную плиту 9. Зубчатая муфта, состоящая из внутренней полумуфты 12, внешней полумуфты 13, втулки с замковой резьбой 14, сглаживает колебания вращения при бурении неоднородных пород.

Главный инженер



Торопин Г.Г.

Рисунок Ж3. Третий лист акта внедрения