

На правах рукописи



**ЗАВАЦКИ СТАНИСЛАВ**

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ БУРЕНИЯ  
ГЕОЛОГОРАЗВЕДОЧНЫХ СКВАЖИН БУРОВЫМИ УСТАНОВКАМИ С  
МОДЕРНИЗИРОВАННЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ МЕХАНИЗМОМ ПОДАЧИ**

Специальность 25.00.14 –  
Технология и техника геологоразведочных работ

Автореферат  
диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Москва 2017

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Российский государственный геологоразведочный университет имени Серго Орджоникидзе» (МГРИ-РГГРУ) на кафедре механики и инженерной графики.

**Научный руководитель:**

**Куликов Владимир Владиславович.**  
доктор технических наук, профессор

**Официальные оппоненты:**

**Нескоромных Вячеслав Васильевич**  
доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой технологии и техники  
разведки института горного дела, геологии и  
геотехнологий ФГАОУ ВО «Сибирский  
федеральный университет», г. Красноярск

**Кубасов Владимир Викторович**  
кандидат технических наук, начальник  
отдела организации закупок товаров  
и услуг Мособлстата, г. Москва

**Ведущая организация**

ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский  
Томский политехнический университет» г. Томск

Защита диссертации состоится «06» июня 2017 г. в 13:00 час. на заседании диссертационного совета Д 212.121.05 при Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Российский государственный геологоразведочный университет имени Серго Орджоникидзе» (МГРИ-РГГРУ).

по адресу: 117997, г. Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 23, МГРИ-РГГРУ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГРИ-РГГРУ.

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.

Ученый секретарь диссертационного  
совета, кандидат технических наук



Назарова А.П.

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

**Актуальность работы** Результаты бурения геологоразведочных скважин с отбором кернового материала являются основным источником информации о горных породах и условиях их залегания. При этом предъявляются высокие требования к качеству бурения и кернового опробования скважин, к информативности и достоверности данных о полезных ископаемых. В современных условиях растёт необходимость разведки месторождений и их участков на больших глубинах, часто в осложнённых геологических условиях, характеризующихся как высокой твёрдостью монолитных интервалов, так и перемежаемостью механических свойств переслаиваемых горных пород, а также трещиноватостью, раздробленностью, кавернообразованием и, как следствие, недостаточным для качественного опробования выходом керна. В настоящее время разрабатываются и внедряются в практику производства буровых работ новые конструкции алмазных, твёрдосплавных и алмазно-твёрдосплавных породоразрушающих инструментов и новые технологии эффективного высокопроизводительного бурения. Всё чаще с целью уменьшения финансовых затрат на процесс бурения и получения более качественных результатов применяются горизонтальное иподземное бурение из горных выработок, бурение кустовых скважин, направленное бурение и бурение восстающих скважин. В результате применения новых высокотехнологичных материалов и современных технологий и, как следствие, возникающих высоких энергетических и других затрат на производство породоразрушающих инструментов, стоимость последних непрерывно повышается.

Перечисленные факторы существенно повышают требования к точности управления процессом углубки скважины, стойкости породоразрушающего инструмента и производительности бурения. Это вызывает необходимость проведения научных исследований базовых характеристик существующих конструкций гидравлических поршневых механизмов подачи буровых установок с целью выявления их преимуществ и недостатков, формулирования более жёстких требований к механизмам и технологии углубки скважин, а также разработки, конструирования и практической реализации эффективных технических средств и технологий управления процессом углубки скважин.

**Цель работы:** состоит в повышении эффективности управления процессом бурения геологоразведочных скважин за счёт разработки научных основ и направлений модернизации гидравлических механизмов подачи буровых установок.

**Идея работы:** заключается в определении алгоритма работы гидравлического механизма подачи буровой установки во всех интервалах диапазона его работы с целью применения его в процессе бурения скважин.

**Основные задачи исследований:** для достижения поставленной цели в процессе научных исследований необходимо было решить следующие задачи:

- 1) Выполнен анализ ранее проведённых работ и исследований, посвящённых работе механизмов подачи гидрофицированных буровых установок;
- 2) Разработана методика проведения исследований и измерений параметров работы гидравлических механизмов подачи буровых установок;
- 3) Проведено исследование работы гидравлических механизмов подачи буровых установок с учётом всех базовых гидродинамических характеристик управления процессом подачи бурового инструмента;
- 4) Обоснована и разработана модернизированная схема гидравлического механизма подачи, позволяющая более точно управлять режимами бурения;
- 5) Разработаны рекомендации по внедрению и применению достигнутых результатов исследований.

**Объект исследований:** механизмы подачи гидрофицированных буровых установок, их работа в разных режимах эксплуатации и аппаратура регулирования параметров их работы.

**Предмет исследований:** технология бурения геологоразведочных скважин гидрофицированными буровыми установками.

**Методика исследований:** для решения поставленных задач использован комплексный метод исследований, включающий: изучение, анализ и обобщение отечественного и мирового опыта по библиографическим и патентным материалам, проведение теоретических исследований в области гидравлики и работы гидравлических механизмов подачи буровых установок, анализ процессов происходящий при движении гидравлической жидкости через местные сопротивления. Обработка результатов исследований проводилась с использованием персональной ЭВМ. Статистическая обработка, графики и расчёты проводились с применением пакета Microsoft Excel и Mathsoft MathCAD.

### **Научная новизна работы:**

данной работы заключается в том, что на основе теоретических и экспериментальных исследований автором впервые:

- установлена зависимость величины осевой нагрузки от величины углубки породоразрушающего инструмента (ПРИ) за один его оборот вокруг своей оси, подачи маслососа и его коэффициента полезного действия (КПД), а также КПД гидродвигателя, позволяющая более точно рассчитать параметры работы применяемой гидравлической схемы как на стадии её проектирования, так и в процессе эксплуатации;

- установлена зависимость интенсивности изменения осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент от его углубки за один оборот при бурении с параллельным гидроцилиндру подключением дросселя, позволяющая прогнозировать и предупреждать зашламование торцевого зазора между забоем скважины и ПРИ и последующий прижог и разрушение последнего;

- установлен доквадратический характер зависимости гидравлических сопротивлений в широком диапазоне работы дросселя бурового станка, позволяющий более точно управлять работой существующих механизмов подачи и обосновать перспективность использования гидравлических дросселей с линейной характеристикой, ранее не применявшихся в буровых установках;

- установлена зависимость осевой нагрузки на ПРИ с выходными показателями процесса углубки скважины (механической скоростью бурения, углубкой ПРИ за 1 оборот), частотой вращения бурового снаряда и параметрами гидравлического механизма подачи буровой установки, позволяющая во всём диапазоне работы механизма более точно управлять режимами бурения и обосновать преимущества разрабатываемой гибридной схемы подключения комбинированной аппаратуры.

**Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций, содержащихся в работе, подтверждается:** применением научных методических подходов для решения задач, связанных с исследованием работы гидравлических механизмов подачи буровых установок, надёжностью исходных данных, достаточным для однозначных выводов объёмом проведённых работ, использованием методов математической статистики.

**Научная значимость:** состоит в разработке обосновании методов исследования работы гидравлических механизмов подачи буровых установок, установлении и подтверждении результатов, формулировании и принятии выводов и рекомендаций.

**Практическая значимость:** заключается в возможности более полного использования потенциальных возможностей регулирования параметров работы гидравлических механизмов подачи буровых установок.

### **Личный вклад автора заключается:**

- 1) В постановке задачи исследований, сбора, анализа и систематизации научных материалов, посвященных влиянию местных сопротивлений на параметры и характеристики работы гидравлических механизмов подачи буровых установок;
- 2) В разработке методики теоретических исследований работы гидравлических механизмов подачи буровых установок;
- 3) В установлении новых базовых зависимостей, параметров и характеристик работы гидравлических механизмов подачи буровых установок при разных режимах эксплуатации;
- 4) В формулировании основных результатов исследований, выводов и заключений;
- 5) В разработке рекомендаций по их применению на практике.

**Апробация работы:** теоретические исследования, результаты, основные положения, выводы и рекомендации доложены на научных конференциях «XII Международная конференция «Новые идеи в науках о Земле»» (МГРИ-РГГРУ, 2015), II Международная научно-практическая конференция «Технологическая платформа «Твёрдые полезные ископаемые». Технологические и экологические проблемы отработки природных и техногенных месторождений» (ИГД УрО РАН, Екатеринбург, 2015 г.), «XIII Международная научно-практическая конференция «Новые идеи в науках о Земле»» (МГРИ-РГГРУ, 2017), статьях и публикациях.

**Публикации:** по результатам выполненных исследований опубликованы десять работ, в том числе тринадцать статей в журналах, рецензируемых ВАК РФ.

**Объём и структура работы:** диссертационная работа на соискание учёной степени кандидата технических наук состоит из введения, шести глав, заключения и списка литературы из 75 наименований, изложенных на 108 листах машинописного текста, содержит 12 рисунков и 4 таблицы.

## Содержание работы

Существенный вклад в разработку технологии бурения геологоразведочных скважин гидрофицированными буровыми установками и исследование работы гидроприводов внесли такие учёные как Б.И. Воздвиженский, Н.И. Куличихин, С.А. Волков, М.М. Андреев, Е.А. Козловский, С.С. Сулакшин, А.Н. Кирсанов, В.Г. Кардыш, Н.В. Соловьев, А.Д. Альтшуль, В.Г. Гейер, Э.С. Арзуманов, Р.Е. Везирян, Т.М.Башта, Н.А. Гукасов, В.П. Зиненко, Р.А. Ганджумян, Е.С.Булгаков, А.А. Тунгусов, А.С. Окмянский, А.М. Ушаков, В.В. Нескоромных, Д.Н. Башкатов, В.В. Куликов и др.

**Во введении** обоснованы актуальность работы, цели, задачи и защищаемые положения диссертационной работы на соискание учёной степени кандидата технических наук.

**В первой главе** проведён анализ современного состояния технологии и техники бурения геологоразведочных скважин гидрофицированными буровыми установками, анализ существующего применения гидропривода при разведке и разработке месторождений полезных ископаемых, влияние местных сопротивлений на характер течения жидкости, основные цели и задачи исследований, выводы и рекомендации.

**Во второй главе** рассмотрены схемы подключения регулирующей аппаратуры гидравлических механизмов подачи буровых установок и приведены расчёты и графики зависимостей с учётом расширенного количества параметров, ранее считающихся незначительными для точной характеристики работы гидравлических систем гидрофицированных буровых установок.

**Третья глава** диссертационной работы посвящена потерям давления в гидросистеме механизма подачи буровых установок от гидравлических местных сопротивлений, разделению на функциональные области и подобласти, режимам и параметрам течения рабочей жидкости.

**В четвёртой главе** рассмотрено управление гидравлическим механизмом подачи буровых установок при использовании гибридной схемы подключения комбинированной регулирующей аппаратуры.

**В пятой главе** приведён расчёт экономической эффективности предлагаемых технических и технологических мер.

**В заключении** диссертационной работы приведены основные результаты, выводы и рекомендации.

## ЗАЩИЩАЕМЫЕ НАУЧНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

### Первое защищаемое научное положение

**При разработке технологии бурения геологоразведочных скважин гидрофицированными буровыми установками необходимо учитывать параметры механизма подачи и гидравлические сопротивления его элементов.**

Зависимость объёмного расхода рабочей жидкости  $Q_{др}$ , протекающей через гидравлический дроссель любой конструкции, от потери давления в нём, рекомендуется определять по формуле истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке:

$$Q_{др} = \mu_{др} \cdot f_{др} \cdot (2 \cdot P_{др} / \rho)^{0,5}, \quad (1)$$

где  $Q_{др}$  – объёмный расход жидкости через гидравлический дроссель;  $\mu_{др}$  – коэффициент расхода жидкости через гидравлический дроссель:  $\mu_{др} = 0,75 - 0,8$  для игольчатых гидравлических дросселей,  $\mu_{др} = 0,64 - 0,7$  для щелевых и втулочных гидравлических дросселей;  $f_{др}$  – площадь поперечного сечения проходного отверстия гидравлического дросселя;  $P_{др}$  – потеря давления в гидравлическом дросселе.

Работа маслонасоса и работа гидродвигателя в системе гидравлического привода буровой установки характеризуются следующими параметрами:

$$Q_n = Q_{нт} \cdot \eta_{но}, \quad (2)$$

где  $Q_{нт}$  – теоретическое значение объёмной подачи насоса;  $Q_n$  – фактическое (полезно используемое) значение объёмной подачи насоса.

где  $\eta_{\text{но}}$  – объёмный коэффициент полезного действия (КПД) насоса (учитывает утечки рабочей жидкости в насосе).

$\eta_{\text{н}}$  – полный КПД насоса.

$$\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{но}} \cdot \eta_{\text{нг}} \cdot \eta_{\text{нм}}, \quad (3)$$

где  $\eta_{\text{нг}}$  – гидравлический КПД насоса (учитывает потерю давления в рабочей жидкости, движущейся в работающем насосе);  $\eta_{\text{нм}}$  – механический КПД насоса (учитывает потерю энергии на преодоление сил сопротивления в механических узлах насоса).

$\eta_{\text{до}}$  – объёмный КПД гидродвигателя (учитывает утечки рабочей жидкости в гидродвигателе).

$\eta_{\text{д}}$  – полный КПД гидродвигателя (гидромотора).

$$\eta_{\text{д}} = \eta_{\text{до}} \cdot \eta_{\text{дг}} \cdot \eta_{\text{дм}}, \quad (4)$$

где  $\eta_{\text{дг}}$  – гидравлический КПД гидродвигателя (учитывает потерю давления в потоке рабочей жидкости, движущейся в работающем гидродвигателе);  $\eta_{\text{дм}}$  – механический КПД гидродвигателя (учитывает потерю энергии на преодоление сил сопротивления в механических узлах гидродвигателя).

Рассмотрим принципиальную схему параллельного гидроцилиндру (гидродвигателю) подключения гидравлического дросселя механизма подачи и предохранительного клапана, как одну из основных схем, применяемых при бурении скважин на современных буровых установках.

$$C_{\text{ос}} = G_{\text{ос}} + G_{\text{п1}}, \quad (5)$$

где  $C_{\text{ос}}$  – осевая нагрузка на породоразрушающий инструмент;  $G_{\text{ос}}$  – осевая составляющая веса бурового снаряда и узлов буровой установки, участвующих вместе с буровым снарядом в создании осевого усилия на ПРИ (траверса, верхний гидравлический патрон и др.) в процессе углубки скважины, т.е. с учётом сил трения бурильных труб о стенки скважины и поверхность обсадной колонны и трения потока промывочной жидкости о поверхность бурового снаряда, а также силы давления гидродопора в буровом сальнике (определяется с помощью механизма подачи путём взвешивания бурового снаряда);  $G_{\text{п1}}$  – усилие, сообщаемое буровому снаряду механизмом подачи при параллельном гидроцилиндру (гидродвигателю) подключении гидравлического дросселя.

После подстановки уравнений и преобразований, имеем:

$$C_{\text{ос}} = \rho \cdot f_{\text{в}} \cdot (Q_{\text{нт}} \cdot \eta_{\text{но}} - h_{1\text{об}} \cdot n \cdot f_{\text{в}} \cdot m / \eta_{\text{до}})^2 / (2 \cdot \mu_1^2 \cdot f_1^2) + G_{\text{ос}} - P_{\text{н}} \cdot f_{\text{н}} \cdot m \cdot \eta_{\text{дг}} \cdot \eta_{\text{дм}}. \quad [\text{H}] \quad (6)$$

Полученное уравнение (6) позволяет проанализировать взаимосвязи гидравлических параметров работы механизма подачи буровой установки (теоретического значения объёмной подачи насоса  $Q_{\text{нт}}$ , коэффициента расхода рабочей жидкости через гидравлический дроссель  $\mu_1$ , площади поперечного сечения проходного отверстия гидравлического дросселя  $f_1$ , избыточного давления рабочей жидкости в нижних полостях гидроцилиндров  $P_{\text{н}}$ ) и основных параметров режима бурения скважин (осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{\text{ос}}$  и частоты его вращения  $n$  при параллельной по отношению к гидродвигателю схеме подключения гидравлического дросселя).

В отличие от известных подобных решений, полученная зависимость (6) учитывает в явном виде, во-первых, величину углубки породоразрушающего инструмента за один его оборот вокруг своей оси  $h_{1\text{об}}$  и, во-вторых, подачу маслонасоса  $Q_{\text{нт}}$  и его КПД  $\eta_{\text{но}}$ , а также КПД гидродвигателя –  $\eta_{\text{дг}}$  и  $\eta_{\text{дм}}$ .

Анализ функциональной зависимости, представленной на рис.1, применительно к гидравлическому дросселю, подключенному параллельно гидродвигателю показывает, что рост углубки за один оборот  $h_{1\text{об}}$ , вызванный уменьшением сил сопротивления внедрению породоразрушающего инструмента в горную породу (т.е. снижением категории пород по буримости) сопровождается снижением осевой нагрузки  $C_{\text{ос}}$ . Справедливо и обратное: чем меньше величина углубки  $h_{1\text{об}}$ , тем выше усилие прижатия породоразрушающего инструмента к забою скважины.

Для анализа степени стабильности изменения величины осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{\text{ос}}$  в зависимости от изменения его углубки за один оборот вокруг своей оси  $h_{1\text{об}}$  при бурении в

породах различных категорий по буримости продифференцируем выражение (6), принимая все величины, кроме  $C_{oc}$  и  $h_{1об}$  неизменными. В результате получим:

$$\partial C_{oc} / \partial h_{1об} = \rho \cdot f_b^2 \cdot n \cdot m \cdot (f_b \cdot n \cdot m \cdot h_{1об} / \eta_{до} - Q_{нт} \cdot \eta_{но}) / (\mu_1^2 \cdot f_1^2 \cdot \eta_{до}) \cdot [H/M] \quad (7)$$

Анализ зависимости (7), график которой представлен на рис.2, показывает, что интенсивность (скорость) изменения осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $\partial C_{oc} / \partial h_{1об}$  при увеличении углубки за один оборот  $h_{1об}$  также увеличивается.

Рассмотрим принципиальную схему последовательного по отношению к гидроцилиндру (гидродвигателю) подключения гидравлического дросселя механизма подачи и параллельного – напорного золотника (дросселирующего клапана), как одну из возможных схем, реализованную, в частности, в механизме подачи буровой установки УКБ-3.

Зависимость объёмного расхода рабочей жидкости  $Q_{нз}$ , протекающей через напорный золотник любой конструкции, от потери давления в нём, рекомендуется определять по формуле истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке, идентичной зависимости (1):

$$Q_{нз} = \mu_{нз} \cdot f_{нз} \cdot (2 \cdot P_{нз} / \rho)^{0,5}, \quad (8)$$

где  $Q_{нз}$  – объёмный расход рабочей жидкости, протекающей через напорный золотник, подключенный параллельно гидродвигателю;  $\mu_{нз}$  – коэффициент расхода напорного золотника, подключенного параллельно гидродвигателю;  $f_{нз}$  – площадь проходного отверстия напорного золотника, подключенном параллельно гидродвигателю;  $P_{нз}$  – потеря давления в напорном золотнике, подключенном параллельно гидродвигателю;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости гидропривода.

Рассуждая так же, как и для схемы с параллельным подключением гидравлического дросселя, но относя полученные выше промежуточные решения к напорному золотнику, имеем:

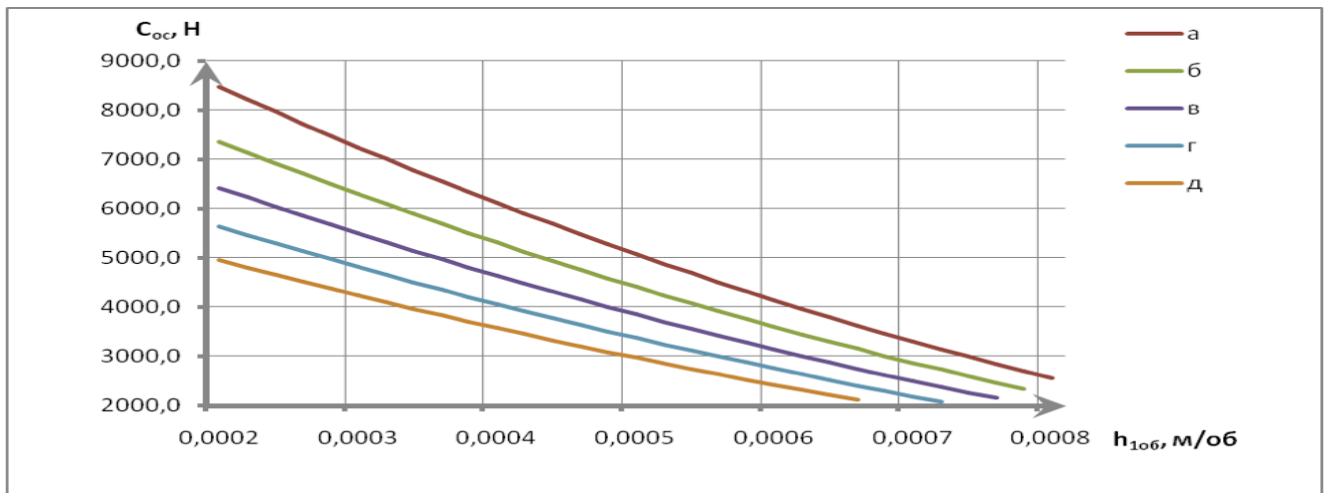
$$C_{oc} = G_{oc} + G_{п2}, \quad (9)$$

где  $G_{п2}$  – усилие, сообщаемое буровому снаряду механизмом подачи при последовательном гидроцилиндру (гидродвигателю) подключении гидравлического дросселя.

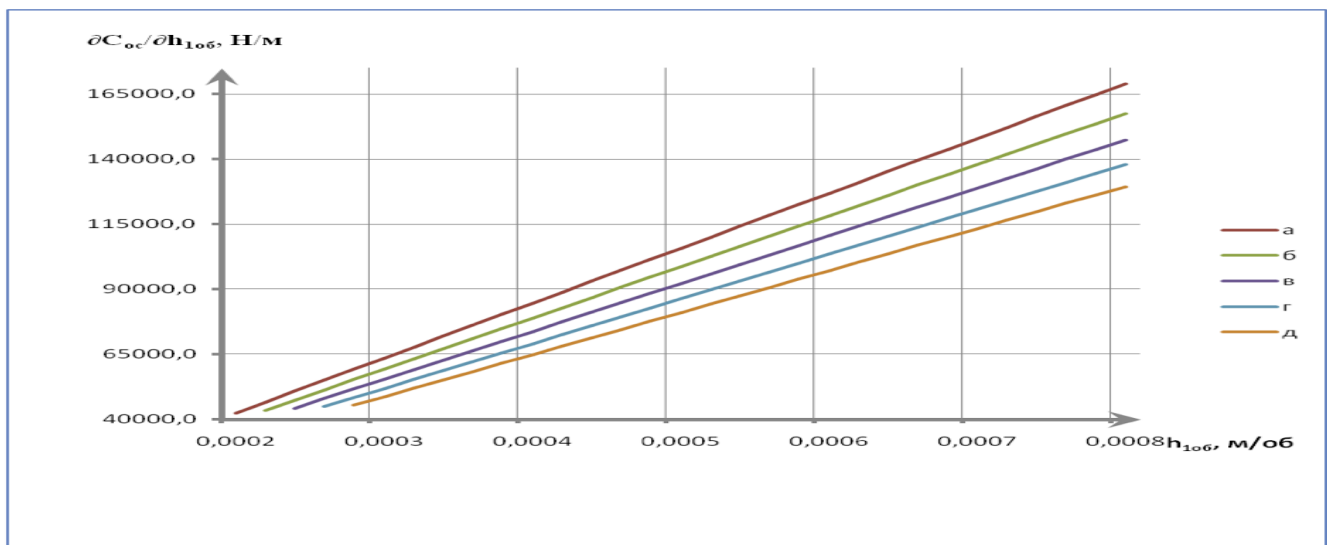
После подстановки имеющихся промежуточных решений в уравнение (9) последнее примет вид:

$$C_{oc} = ((Q_{нт} \cdot \eta_{но} - h_{1об} \cdot n \cdot f_b \cdot m / \eta_{до})^2 \cdot f_b / (\mu_{нз}^2 \cdot f_{нз}^2) - (h_{1об} \cdot n \cdot f_n \cdot m / \eta_{до})^2 \cdot f_n / ((\mu_2^2 \cdot f_2^2)) \cdot \rho \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} / 2 + G_{oc} \cdot [H] \quad (10)$$

$f_2$  – площадь поперечного сечения проходного отверстия гидравлического дросселя, подключенного последовательно гидродвигателю.

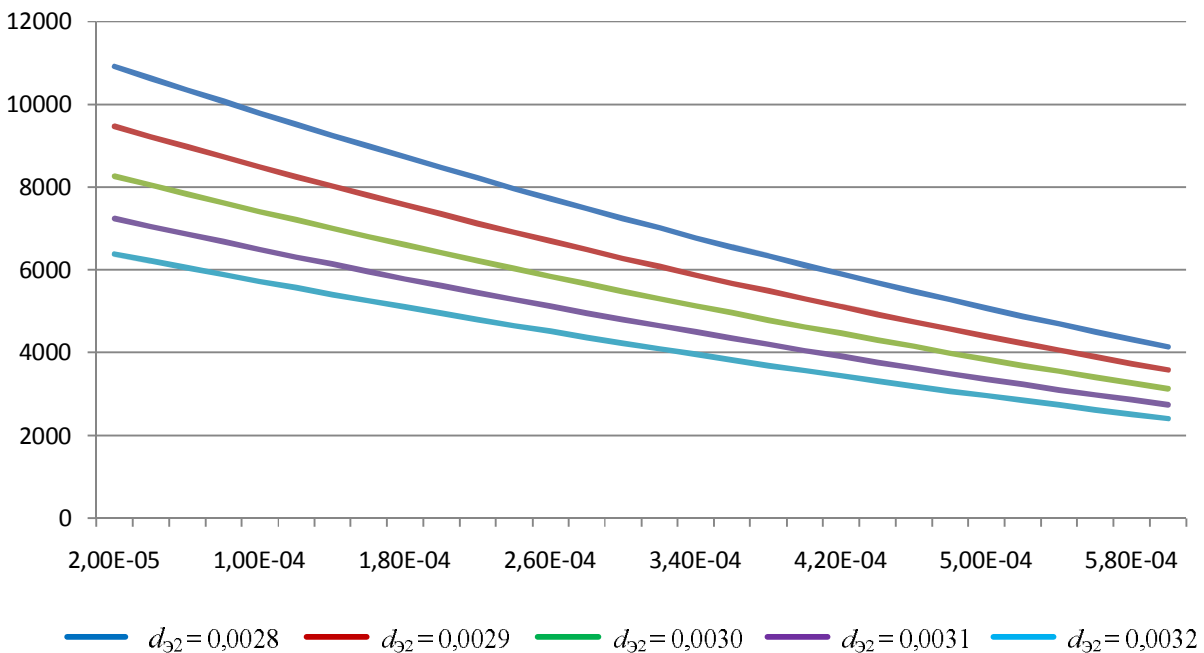


**Рис.1.** Зависимость осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{oc}$  от величины углубки породоразрушающего инструмента за его 1 оборот вокруг своей оси  $h_{1об}$  при различных эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя  $d_{31}$  и  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $\eta_{но} = 0,98$ ;  $n = 840 \text{ об/мин} = 14 \text{ об/с}$ ;  $m = 2$ ;  $\eta_{до} = 0,98$ ;  $\mu_1 = 0,76$ ;  $G_{oc} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ;  $P_H = 2 \text{ ат} = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $\eta_{др} = 1$ ;  $\eta_{дм} = 0,9$ ; для бурового станка СКБ-5:  $Q_{нт} = 18 \text{ л/мин} = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $D_H = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ ; а:  $d_{31} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; б:  $d_{31} = 2,9 \text{ мм} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; в:  $d_{31} = 3,0 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; г:  $d_{31} = 3,1 \text{ мм} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; д:  $d_{31} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .



**Рис.2.** Интенсивность изменения осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{oc}$  при изменении его углубки за 1 оборот вокруг своей оси в процессе работы механизма подачи бурового станка СКБ-5 при различных эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя  $d_{31}$  и  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $\eta_{но} = 0,98$ ;  $n = 840 \text{ об/мин} = 14 \text{ об/с}$ ;  $m = 2$ ;  $\eta_{до} = 0,98$ ;  $\mu_1 = 0,76$ ;  $\eta_{др} = 1$ ;  $\eta_{дм} = 0,9$ ; для бурового станка СКБ-5:  $Q_{нт} = 18 \text{ л/мин} = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $D_H = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ ; а:  $d_{31} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; б:  $d_{31} = 2,9 \text{ мм} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; в:  $d_{31} = 3,0 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; г:  $d_{31} = 3,1 \text{ мм} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; д:  $d_{31} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . где  $d_{31}$  – эквивалентный диаметр проходного отверстия напорного золотника, подключенного параллельно гидродвигателю.





**Рис.3.** Зависимость осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{oc}$  от величины углубки породоразрушающего инструмента за его 1 оборот вокруг своей оси  $h_{1об}$  при различных эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя  $d_{32}$ , подключенного последовательно гидроцилиндрам механизма подачи при  $d_{нз} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $\eta_{но} = 0,98$ ;  $n = 840 \text{ об/мин} = 14 \text{ об/с}$ ;  $m = 2$ ;  $\eta_{до} = 0,98$ ;  $\mu_{нз} = 0,76$ ;  $G_{oc} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ;  $\eta_{дг} = 1$ ;  $\eta_{дм} = 0,9$ ; для бурового станка СКБ-5:  $Q_{нт} = 18 \text{ л/мин} = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $D_{п} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ ; а:  $d_{32} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; б:  $d_{32} = 2,9 \text{ мм} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; в:  $d_{32} = 3,0 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; г:  $d_{32} = 3,1 \text{ мм} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; д:  $d_{32} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Полученное уравнение (10) позволяет проанализировать взаимосвязи гидравлических параметров работы механизма подачи буровой установки (теоретического значения объёмной подачи насоса  $Q_{нт}$ , коэффициентов расхода рабочей жидкости через напорный золотник  $\mu_{нз}$  и гидравлический дроссель  $\mu_2$ , площадей поперечного сечения проходных отверстий напорного золотника  $f_{нз}$  и гидравлического дросселя  $f_2$ ) и основных параметров режима бурения скважин (осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{oc}$  и частоты его вращения  $n$ ) при параллельной по отношению к гидродвигателю схеме подключения напорного золотника и последовательной – гидравлического дросселя, рис.3.

Как и полученная выше зависимость (6), уравнение (10), в отличие от известных подобных решений, учитывает величину углубки породоразрушающего инструмента за один его оборот вокруг своей оси  $h_{1об}$ , подачу маслонасоса  $Q_{нт}$  и его КПД  $\eta_{но}$ , а также КПД гидродвигателя –  $\eta_{дг}$  и  $\eta_{дм}$ .

### **Второе защищаемое научное положение**

**Прогнозирование значений механической скорости бурения должно производиться с учётом режима движения рабочей жидкости гидропривода через элементы аппаратуры управления механизма подачи буровой установки.**

В наиболее общем виде функциональную взаимосвязь потери давления в потоке жидкости  $P_{тр}$ , затрачиваемой на преодоления сил внутреннего трения, от средней скорости движения жидкости  $uv$  (или объёмного  $Q$  или массового  $M$  расхода) в гидравлической магистрали, можно представить следующим образом:

$$P_{тр} = f(v^a; Q^a; M^a; H^b; k_3^c; d_3^{-v}; Re^{-q}; \rho^r; \mu_0^s), \quad (11)$$

где  $P_{тр}$  – потеря давления в потоке жидкости, затрачиваемая на преодоление сил внутреннего трения;  $v$  – средняя (по поперечному сечению) скорость движения жидкости в гидравлической магистрали;  $Q$  – объемный расход жидкости;  $M$  – массовый расход жидкости;  $H$  – длина потока;  $k_3$  – эквивалентная шероховатость поверхности магистрали;  $d_3$  – эквивалентный диаметр потока;  $Re$  – число Рейнольдса;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\mu_0$  – абсолютная вязкость жидкости;  $a, b, c, v, q, r, s$  – числовые показатели степени.

В зависимости от вида функциональной связи потери давления в потоке жидкости  $P_{тр}$  от параметров различают линейную и нелинейную функциональные области:

1. Линейная область гидравлических сопротивлений (характерна для ламинарного режима течения жидкости при  $a = 1; b = 1; c = 0; v = 4; q = 1; r = 0; s = 1$ ):

$$P_{тр} = f(v; Q; M; H; d_3^{-4}; Re^{-1}; \mu_0), \quad (12)$$

$$P_{тр} \neq f(k_3; \rho). \quad (13)$$

2. Нелинейная область гидравлических сопротивлений (характерна для турбулентного режима течения жидкости при  $a > 1$ ). В нелинейной области гидравлических сопротивлений выделяют три подобласти.

- 2.1 Нелинейная доквадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (характерна для турбулентного режима течения жидкости в гидравлически гладких магистралях при  $a = 1,75; b = 1; c = 0; v = 4,75; q = 0,25; r = 0,75; s = 0,25$ ):

$$P_{тр} = f(v^{1,75}; Q^{1,75}; M^{1,75}; H; d_3^{-4,75}; Re^{-0,25}; \rho^{0,75}; \mu_0^{0,25}), \quad (14)$$

$$P_{тр} \neq f(k_3). \quad (15)$$

- 2.2. Нелинейная доквадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (характерна для турбулентного режима течения жидкости в гидравлически шероховатых магистралях при  $1,75 < a < 2; b = 1; 1,75 < c < 2; 4,75 < v < 5,25; 0 < q < 0,25; 0,75 < r < 1; 0 < s < 0,25$ ):

$$P_{тр} = f(v^a; Q^a; M^a; H; k_3^c; d_3^{-v}; Re^{-q}; \rho^r; \mu_0^s). \quad (16)$$

- 2.3. Квадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (характерна для турбулентного режима течения жидкости в гидравлически шероховатых магистралях при  $a = 2; b = 1; c = 0,25; v = 5,25; q = 0; r = 1; s = 0$ ):

$$P_{тр} = f(v^2; Q^2; M^2; H; k_3^{0,25}; d_3^{-5,25}; \rho), \quad (17)$$

$$P_{тр} \neq f(Re; \mu_0). \quad (18)$$

Проведённый анализ показывает, что показатели степени в зависимости (11) могут менять свои значения в следующих диапазонах:  $1 \leq a \leq 2; b = 1; 0 \leq c < 2; 4 \leq v \leq 5,25; 0 \leq q \leq 1; 0 \leq r \leq 1; 0 \leq s \leq 1$ .

Зависимости (14) – (18) носят общий характер и их можно распространить не только на потери давления по длине потока, но и на местные гидравлические сопротивления, к числу которых в полной мере относятся гидравлические дроссели, устанавливаемые в гидравлических механизмах подачи буровых установок и служащие для регулирования расхода жидкости.

Потери давления в местных гидравлических сопротивлениях (гидравлических дросселях) составляют значительную часть общих потерь давления в гидросистемах буровых установок. Однако зависимости, рекомендуемые в специализированной прикладной литературе не имеют четкого обоснования, не учитывают сложности явлений и неоднозначности вида функциональных взаимосвязей гидравлических параметров. Это связано в первую очередь со сложностью явления протекания жидкости через местное гидравлическое сопротивление и слабой изученностью его механизма.

При традиционном описании работы механизма подачи буровой установки расход жидкости через гидравлический дроссель  $Q_{др}$  и напорный золотник  $Q_{нз}$  рекомендуется определять по зависимости (1).

Традиционные решения широко применяемые в практике анализа механики работы механизмов подачи буровых установок, по виду функциональной связи потери давления в дросселе  $P_{др}$  или напорном золотнике  $P_{нз}$  от скорости движения жидкости в дроссельной щели  $v_{др}$ ,  $v_{нз}$  (или от объёмного  $Q_{др}$ ,  $Q_{нз}$  или массового  $M_{др}$ ,  $M_{нз}$  расхода) соответствуют квадратической подобласти гидравлических сопротивлений. Традиционные решения (8) и др. не учитывают области (подобласти) гидравлических сопротивлений, что делает невозможным корректное описание механики работы гидравлических механизмов подачи буровых установок во всём диапазоне гидравлических сопротивлений.

Для обоснования вида функциональной связи потери давления в потоке рабочей жидкости  $P_{тр}$ , движущейся через проходное отверстие гидравлического дросселя и напорного золотника от средней скорости  $v_i$ , объёмного расхода  $Q_i$  или массового расхода  $M_i$  необходимо установить режим течения жидкости в отверстии. Режим течения устанавливается путём сравнения расчётного значения числа Рейнольдса  $Re_i$  с его критическим значением  $Re_{кри}$ .

$$Re_i = v_i \cdot d_{эi} / \nu_o = \rho \cdot v_i \cdot d_{эi} / \mu_o = \rho \cdot Q_i \cdot d_{эi} / (f_i \cdot \mu_o) = M_i \cdot d_{эi} / (f_i \cdot \mu_o), \quad (19)$$

где  $Re_i$  – число Рейнольдса для потока рабочей жидкости, движущейся через проходное отверстие гидравлического дросселя, подсоединённого параллельно ( $Re_i \equiv Re_1$ ) или последовательно ( $Re_i \equiv Re_2$ ) гидродвигателю, или через проходное отверстие напорного золотника ( $Re_i \equiv Re_{нз}$ );  $v_i$  – средняя скорость движения рабочей жидкости через проходное отверстие гидравлического дросселя, подсоединённого параллельно ( $v_i \equiv v_1$ ) или последовательно ( $v_i \equiv v_2$ ) гидродвигателю, или через проходное отверстие напорного золотника ( $v_i \equiv v_{нз}$ );  $d_{эi}$  – эквивалентный диаметр проходного отверстия гидравлического дросселя, подсоединённого параллельно ( $d_{эi} \equiv d_{э1}$ ) или последовательно ( $d_{эi} \equiv d_{э2}$ ) гидродвигателю, или проходного отверстия напорного золотника ( $d_{эi} \equiv d_{энз}$ );  $Q_i$  – объёмный расход рабочей жидкости, движущейся через гидравлический дроссель, подключённый параллельно ( $Q_i \equiv Q_1$ ) или последовательно ( $Q_i \equiv Q_2$ ) гидродвигателю, или через напорный золотник ( $Q_i \equiv Q_{нз}$ );  $M_i$  – массовый расход рабочей жидкости, движущейся через гидравлический дроссель, подключённый параллельно ( $M_i \equiv M_1$ ) или последовательно ( $M_i \equiv M_2$ ) гидродвигателю, или через напорный золотник ( $M_i \equiv M_{нз}$ );  $f_i$  – площадь поперечного сечения проходного отверстия гидравлического дросселя, подсоединённого параллельно ( $f_i \equiv f_1$ ) или последовательно ( $f_i \equiv f_2$ ) гидродвигателю, или проходного отверстия напорного золотника ( $f_i \equiv f_{нз}$ );  $i$  – индекс, обозначающий принадлежность величины (параметра) гидравлическому дросселю, подключённому параллельно ( $i \equiv 1$ ) или последовательно ( $i \equiv 2$ ) гидродвигателю, или принадлежность напорному золотнику ( $i \equiv нз$ );  $\rho$ ,  $\nu_o$ ,  $\mu_o$  – плотность, кинематическая и абсолютная вязкость рабочей жидкости соответственно: для минеральных масел станочных гидроприводов можно принять  $\rho = 850 - 910 \text{ кг/м}^3$ ;  $\nu_o = (16,5 - 55) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\mu_o = 0,014 - 0,05 \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Если справедливо неравенство

$$Re_i < Re_{кри}, \quad (20)$$

где  $Re_{кри}$  – критическое значение числа Рейнольдса для потока рабочей жидкости, движущейся через проходное отверстие гидравлического дросселя, подсоединённого параллельно ( $Re_{кри} \equiv Re_{кри1}$ ) или последовательно ( $Re_{кри} \equiv Re_{кри2}$ ) гидродвигателю, или через проходное отверстие напорного золотника ( $Re_{кри} \equiv Re_{кринз}$ ), то режим течения рабочей жидкости ламинарный (линейная область гидравлических сопротивлений).

Если

$$Re_i \geq Re_{кри}, \quad (21)$$

то режим течения турбулентный (нелинейная область гидравлических сопротивлений).

Экспериментальные исследования, проводившиеся в НИИавтоматики Везирином Р.Е. и Арзумяновым Э.С. под руководством Альтшуля А.Д., результаты которых представлены в работах, показали, что применительно к угловым регулирующим клапанам (они конструктивно и по назначению эквивалентны гидравлическим дросселям и напорным золотникам механизмов подачи буровых установок) можно принять следующие диапазоны экспериментальных значений чисел Рейнольдса  $Re_{эi}$ :

$$Re_{zi} \leq 10 \quad (22)$$

для линейной области гидравлических сопротивлений (ламинарный режим течения рабочей жидкости);

$$10 < Re_{zi} < 10000 \quad (23)$$

для нелинейных доквадратических подобластей гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения рабочей жидкости);  
при

$$Re_{zi} \geq 10000 \quad (24)$$

наблюдается квадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения).

Однако в отличие от традиционной формы представления (19) числа Рейнольдса, в неравенствах (22) – (24), представленных работах Везирияна Р.Е. и Арзуманова Э.С., экспериментальное число Рейнольдса выражено не через эквивалентный диаметр потока  $d_{эi}$ , а через его гидравлический радиус  $R_{гi}$  ( $R_{гi} = d_{эi} / 4$ ) и, следовательно, имеет следующий вид:

$$Re_i = v_i \cdot d_{эi} / (4 \cdot \nu_o) = \rho \cdot v_i \cdot d_{эi} / (4 \cdot \mu_o) = \rho \cdot Q_i \cdot d_{эi} / (4 \cdot f_i \cdot \mu_o) = M_i \cdot d_{эi} / (4 \cdot f_i \cdot \mu_o). \quad (25)$$

Используя далее традиционную форму представления числа Рейнольдса (22), после корректировки неравенств (25) – (27), получим соответственно:

$$Re_3 \leq 40 \quad (26)$$

для линейной области гидравлических сопротивлений (ламинарный режим течения рабочей жидкости);

$$40 < Re_3 < 40000 \quad (27)$$

для нелинейных доквадратических подобластей гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения рабочей жидкости);  
при

$$Re_3 \geq 40000 \quad (28)$$

наблюдается квадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения).

Применим к гидросистемам механизмов подачи буровых установок ряда УКБ.

Экспериментальные значения чисел Рейнольдса  $Re_3$  и полученные уравнения позволяют установить диапазоны значений механической скорости бурения, соответствующие областям (подобластям) гидравлических сопротивлений).

1. Линейная область гидравлических сопротивлений (ламинарный режим течения рабочей жидкости).

$$v_{M1} \geq (Q_{нт} \cdot \eta_{но} - \pi \cdot d_{э1}^2 \cdot \mu_o \cdot Re_3 / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_b \cdot m), \quad (29)$$

$$v_{M13} \geq (Q_{нт} \cdot \eta_{но} - \pi \cdot d_{э13}^2 \cdot \mu_o \cdot Re_3 / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_b \cdot m), \quad (30)$$

$$v_{M2} \leq \pi \cdot d_{э2}^2 \cdot \mu_o \cdot \eta_{до} \cdot Re_3 / (4 \cdot \rho \cdot f_n \cdot m), \quad (31)$$

где  $Re_3 = 40$ .

2. Нелинейные докватратические подобласти гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения рабочей жидкости).

$$(Q_{нт} \cdot \eta_{но} - \pi \cdot d_{э1}^2 \cdot \mu_o \cdot 40000 / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_v \cdot m) < v_{м1} < (Q_{нт} \cdot \eta_{но} - \pi \cdot d_{э1}^2 \cdot \mu_o \cdot 40 / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_v \cdot m) \quad (32)$$

$$(Q_{нт} \cdot \eta_{но} - \pi \cdot d_{э1}^2 \cdot \mu_o \cdot 40000 / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_v \cdot m) < v_{мнз} < (Q_{нт} \cdot \eta_{но} - \pi \cdot d_{э1}^2 \cdot \mu_o \cdot 40 / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_v \cdot m) \quad (33)$$

$$\pi \cdot d_{э2}^2 \cdot \mu_o \cdot \eta_{до} \cdot 40 / (4 \cdot \rho \cdot f_n \cdot m) < v_{м2} < \pi \cdot d_{э2}^2 \cdot \mu_o \cdot \eta_{до} \cdot 40000 / (4 \cdot \rho \cdot f_n \cdot m). \quad (34)$$

3. Нелинейная квадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения рабочей жидкости).

$$v_{м1} \leq (Q_{нт} \cdot \eta_{но} - \pi \cdot d_{э1}^2 \cdot \mu_o \cdot Re_э / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_v \cdot m), \quad (35)$$

$$v_{мнз} \leq (Q_{нт} \cdot \eta_{но} - \pi \cdot d_{энз}^2 \cdot \mu_o \cdot Re_э / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_v \cdot m), \quad (36)$$

$$v_{м2} \geq \pi \cdot d_{э2}^2 \cdot \mu_o \cdot \eta_{до} \cdot Re_э / (4 \cdot \rho \cdot f_n \cdot m), \quad (37)$$

где  $Re_э = 40000$ .

Расчётные значения механической скорости бурения, соответствующие турбулентной докватратической и ламинарной линейной областям сопротивлений гидравлических дросселей и напорных золотников, применительно к буровым установкам ряда УКБ, представлены в табл. 1 – 4 диссертации. Буровые установки ряда УКБ оснащены гидравлическими дросселями, установленными параллельно гидроцилиндрам механизма подачи. Исключение составляет буровая установка УКБ-3: в состав её гидросистемы входит гидравлический дроссель, установленный последовательно гидроцилиндрам (на линии слива из нижних полостей) и называемый регулятором скорости подачи. Данные для последовательно подключенных гидравлических дросселей применительно к установкам УКБ-4, УКБ-5 и УКБ-7 являются условными и предназначены для анализа работы гидросистем механизмов подачи в случае оснащения установок регуляторами скоростей подачи.

### Третье защищаемое научное положение

**Проектирование параметров режима бурения геологоразведочных скважин необходимо осуществлять с учётом гидродинамических характеристик регуляторов расхода рабочей жидкости гидропривода – гидравлических дросселей и напорных золотников в составе механизма подачи буровой установки.**

Потерю давления в произвольном местном гидравлическом сопротивлении (например, в гидравлическом дросселе или напорном золотнике)  $P_{ми}$ , затрачиваемую на преодоление сил внутреннего трения в жидкости  $P_{ми} = P_{три}$ , принято рассчитывать по формуле Вейсбаха:

$$P_{ми} = P_{три} = \xi_i \cdot \rho \cdot v_i^2 / 2 = \xi_i \cdot \rho \cdot Q_i^2 / (2 \cdot f_i^2) = \xi_i \cdot M_i^2 / (2 \cdot \rho \cdot f_i^2), \quad (38)$$

где  $P_{ми}$  – потеря давления в местном гидравлическом сопротивлении;  $P_{тр}$  – потеря давления, затрачиваемая на преодоление сил внутреннего трения в жидкости, протекающей через гидравлическое сопротивление;  $\xi_i$  – коэффициент местных гидравлических сопротивлений движению потока жидкости через местное гидравлическое сопротивление: для проходного отверстия гидравлического дросселя  $\xi_i \equiv \xi_{др1}$  или  $\xi_i \equiv \xi_{др2}$ , для щели напорного золотника  $\xi_i \equiv \xi_{нз}$ ;  $v_i$  – средняя скорость движения жидкости в проходном отверстии местного гидравлического сопротивления: для проходного отверстия гидравлического дросселя  $v_i \equiv v_{др1}$  или  $v_i \equiv v_{др2}$ , для щели напорного золотника  $v_i \equiv v_{нз}$ ;  $Q_i$  – объёмный расход промывочной жидкости: для проходного отверстия гидравлического дросселя  $Q_i \equiv Q_{др1}$  или  $Q_i \equiv Q_{др2}$ , для щели напорного золотника  $Q_i \equiv Q_{нз}$ ;  $M_i$  – массовый расход жидкости: для проходного отверстия гидравлического дросселя  $M_i \equiv M_{др1}$  или  $M_i \equiv M_{др2}$ , для щели напорного золотника  $M_i \equiv M_{нз}$ ;  $f_i$  – площадь поперечного сечения потока жидкости, движущегося в проходном отверстии (щели) местного гидравлического сопротивления: для проходного отверстия гидравлического дросселя  $f_i \equiv f_{др1}$  или  $f_i \equiv f_{др2}$ , для щели напорного золотника  $f_i \equiv f_{нз}$ .

Зависимости для произвольного местного гидравлического сопротивления можно представить в общем виде:

$$Q_i = \mu_i \cdot f_i \cdot (2 \cdot P_{\text{тр}i} / \rho)^{0,5}. \quad (39)$$

при условии

$$\mu_i = (1 / \xi_i)^{0,5} = 1 / \xi_i^{0,5} \quad (40)$$

формула (39), преобразуется в формулу Вейсбаха, справедливую для любого режима течения жидкости в местном гидравлическом сопротивлении.

Альтшулем А.Д. предложена обобщающая формула, справедливая для всей области гидравлических сопротивлений:

$$\xi_i = 25,2 / Re_i + \xi_i^{KB}. \quad (41)$$

Первое слагаемое уравнения (41) учитывает вязкостное сопротивление движению жидкости через местное гидравлическое сопротивление (оно существенно при малых значениях  $Re_i$ ), а второе – сопротивление, обусловленное инерционными силами (оно значимо при больших значениях  $Re_i$ ).

Зависимость  $\xi = f(Re)$  для различных видов местных гидравлических сопротивлений экспериментально изучалась многими авторами. Обобщающий характер зависимости (41) подтверждается, например, результатами опытных исследований Жданова И.А., представленными на рис.4.

Результаты опытных исследований зависимости коэффициента местных гидравлических сопротивлений в дроссельном устройстве регулирующего клапана  $\xi_{\text{др}}$  от величины числа Рейнольдса  $Re_{\text{др}}$  для потока жидкости в дроссельном устройстве  $\xi_{\text{др}} = f(Re_{\text{др}})$ , выполненные в НИИавтоматики, представлены в работах и на рис.5.

Обозначим

$$\alpha_i = f_i / f_{\text{вх/вых}i}, \quad (42)$$

где  $\alpha_i$  – степень сжатия потока в гидравлическом дросселе ( $\alpha_i = \alpha_1$  или  $\alpha_i = \alpha_2$ ) или напорном золотнике ( $\alpha_i = \alpha_{\text{нз}}$ );  $f_i$  – площадь поперечного сечения потока рабочей жидкости, движущегося в проходном отверстии (щели) гидравлического дросселя ( $f_i \equiv f_{\text{др}1}$  или  $f_i \equiv f_{\text{др}2}$ ) или напорного золотника ( $f_i \equiv f_{\text{нз}}$ );  $f_{\text{вх/вых}i}$  – площадь поперечного сечения потока рабочей жидкости гидропривода во входном (выходном) патрубке гидравлического дросселя ( $f_{\text{вх/вых}i} \equiv f_{\text{вх/вых}1}$  или  $f_{\text{вх/вых}i} \equiv f_{\text{вх/вых}2}$ ) или напорного золотника ( $f_{\text{вх/вых}i} \equiv f_{\text{вх/выхнз}}$ ).

В практически наиболее значимых случаях (при  $\alpha_i \leq 0,6$ ) для определения величины  $\xi_i^{KB}$  в уравнении (41) Альтшуль А.Д. рекомендует воспользоваться следующей зависимостью:

$$\xi_i^{KB} = (1 / \varepsilon_i + \alpha_i)^2, \quad (43)$$

где  $\varepsilon_i$  – коэффициент сжатия струи рабочей жидкости гидропривода при протекании через местное гидравлическое сопротивление (для гидравлического дросселя  $\varepsilon_i = \varepsilon_1$  или  $\varepsilon_i = \varepsilon_2$ , для напорного золотника  $\varepsilon_i = \varepsilon_{\text{нз}}$ ).

В соответствии с формулой, полученной Альтшулем А.Д.

$$\varepsilon_i = 0,57 + 0,043 / (1,1 - \alpha_i). \quad (44)$$

Тогда

$$\xi_i = 25,2 / Re_i + (1 / \varepsilon_i + \alpha_i)^2. \quad (45)$$

Следовательно имеем:

$$\mu_i = 1 / (25,2 / Re_i + (1 / \varepsilon_i + \alpha_i)^2)^{0,5}. \quad (46)$$

Использование в полученных выше решениях (формулы (6),(10) и др.), предложенной Альтшулем А.Д. обобщенной зависимости (46), справедливой для всей области гидравлических сопротивлений, позволяет установить взаимосвязь осевой нагрузки на ПРИ  $S_{\text{ос}}$  с выходными показателями процесса

углубки скважины (механической скоростью бурения  $v_{ми}$ , углубкой ПРИ за 1 оборот  $h_{1об}$ ), частотой вращения бурового снаряда  $n$ , избыточным давлением рабочей жидкости в нижних полостях гидроцилиндров механизма подачи  $P_n$ , осевой составляющей веса бурового снаряда и узлов буровой установки  $G_{ос}$ , участвующих вместе с буровым снарядом в создании осевого усилия на ПРИ и параметрами гидравлического механизма подачи буровой установки (объёмной производительностью маслососа  $Q_{нт}$ , КПД маслососа ( $\eta_{но}$ ) и гидроцилиндров ( $\eta_{до}$ ,  $\eta_{дм}$ ,  $\eta_{дг}$ ), площадями сечения ( $f_b$ ,  $f_n$ ) и числом ( $m$ ) гидроцилиндров, величиной коэффициента расхода рабочей жидкости  $\mu$  через гидравлический дроссель и/или напорный золотник, величиной числа Рейнольдса  $Re$  для потока жидкости в местном гидравлическом сопротивлении, коэффициентом сжатия струи рабочей жидкости гидропривода при протекании через местное гидравлическое сопротивление  $\epsilon$ , площадью  $f$  и эквивалентным диаметром  $d$ , поперечного сечения проходного отверстия гидравлического дросселя и/или напорного золотника, степенью сжатия потока в местном гидравлическом сопротивлении  $\alpha$ ).

Разработанная на основании представленных выше исследований методика анализа работы гидравлического механизма подачи буровой установки, справедливая для всего диапазона гидравлических сопротивлений и всех схем подключения гидравлического дросселя и напорного золотника, заключается в установлении следующих величин:

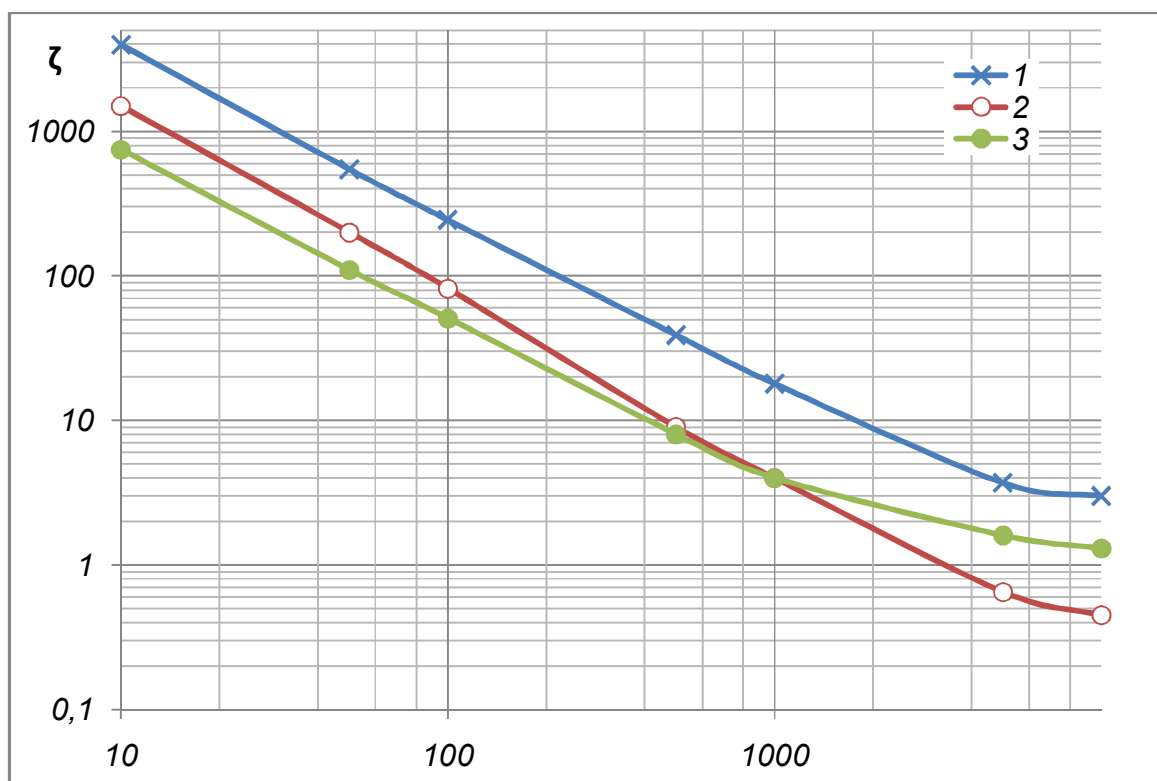
1. Степень сжатия потока рабочей жидкости гидропривода  $\alpha$  в гидравлическом дросселе и/или напорном золотнике по формуле (42).
2. Коэффициент сжатия струи рабочей жидкости  $\epsilon$  в гидравлическом дросселе и/или напорном золотнике по зависимости (44).
3. Число Рейнольдса для движения рабочей жидкости  $Re$  в отверстии (щели) местного гидравлического сопротивления.
4. Коэффициент местных гидравлических сопротивлений  $\xi$  по формуле (45).
5. Зависимость осевой нагрузки на ПРИ от показателей процесса углубки скважины и параметров гидравлического механизма подачи буровой установки по зависимостям (6) и (10) с учётом формулы (46).

5.1. Схема с параллельным гидроцилиндру (гидродвигателю) подключением гидравлического дросселя механизма подачи.

$$C_{ос} = \rho \cdot f_b \cdot (Q_{нт} \cdot \eta_{но} - h_{1об} \cdot n \cdot f_b \cdot m / \eta_{до})^2 / (2 \cdot f_1^2 / (25,2 / Re_1 + (1 / \epsilon_1 + \alpha_1)^2) + G_{ос} \cdot P_n \cdot f_n \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм}. \quad (47)$$

5.2. Схема с последовательным по отношению к гидроцилиндру (гидродвигателю) подключением гидравлического дросселя механизма подачи и параллельным – напорного золотника (дросселирующего клапана).

$$C_{ос} = ((Q_{нт} \cdot \eta_{но} - h_{1об} \cdot n \cdot f_b \cdot m / \eta_{до})^2 \cdot f_b / (f_{н3}^2 / (25,2 / Re_{н3} + (1 / \epsilon_{н3} + \alpha_{н3})^2)) - (h_{1об} \cdot n \cdot f_n \cdot m / \eta_{до})^2 \cdot f_n / (f_2^2 / (25,2 / Re_2 + (1 / \epsilon_2 + \alpha_2)^2))) \cdot \rho \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} / 2 + G_{ос}. \quad (48)$$



**Рис.4.** Результаты экспериментальных исследований зависимости коэффициента местных гидравлических сопротивлений  $\zeta$  от величины числа Рейнольдса  $Re$  по опытным данным Жданова И.А.[А.Д. Альтшуль]: 1 – регулирующие клапаны типа ВО диаметрами 50 и 80 мм; 2 – колена трубопроводов диаметрами 50 и 80 мм, соединенных сваркой под углом  $90^\circ$ ; 3 – компенсатор П-образный диаметром 100 мм

В гидравлической схеме механизма подачи бурового инструмента с последовательным по отношению к гидроцилиндру (гидродвигателю) подключением гидравлического дросселя и параллельным – напорного золотника (дросселирующего клапана) маслонасос, благодаря напорному золотнику, развивает постоянное давление  $P_v = P_{нз}$  в верхних полостях гидроцилиндров при переменном расходе масла  $Q_{нз}$ , через золотник протекающего:

$$P_v = P_{нз} \approx idem. \quad (49)$$

Обычно давление  $P_v = P_{нз} \approx idem$  выбирается из условия максимально допустимой нагрузки на гидроцилиндр и возможностей маслонасоса.

Использование условия (49) в полученных выше зависимостях (10) и (48) форму представления последних можно упростить.

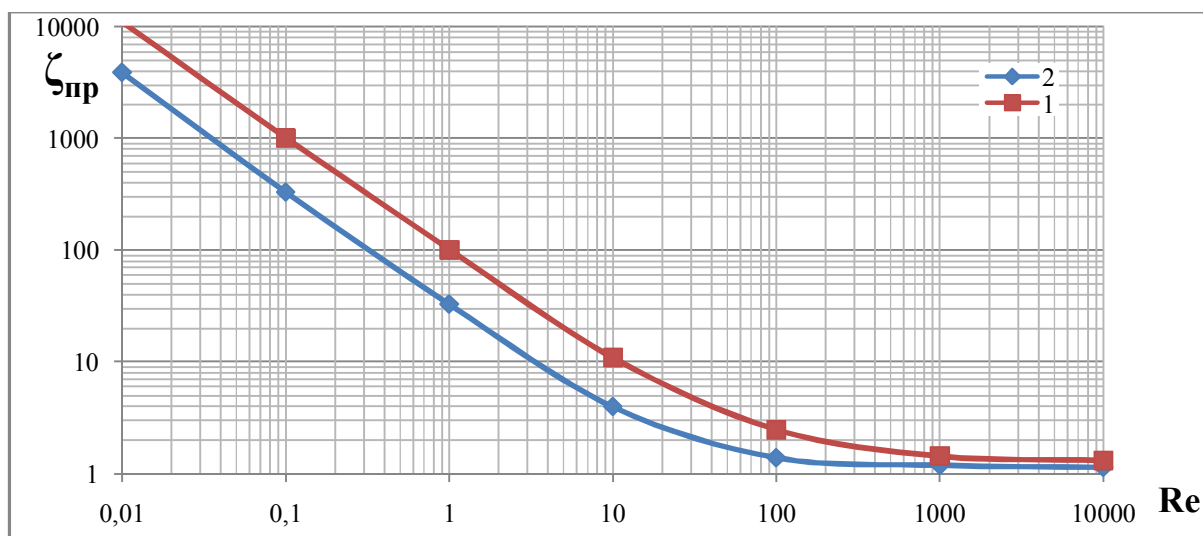
В результате зависимости (10) и (48) примут более компактный вид соответственно:

$$C_{oc} = (P_v \cdot f_v - \rho \cdot h_{106}^2 \cdot n^2 \cdot f_n^3 \cdot m^2 / (2 \cdot \mu_2^2 \cdot f_2^2 \cdot \eta_{до}^2)) \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} + G_{oc}. \quad (50)$$

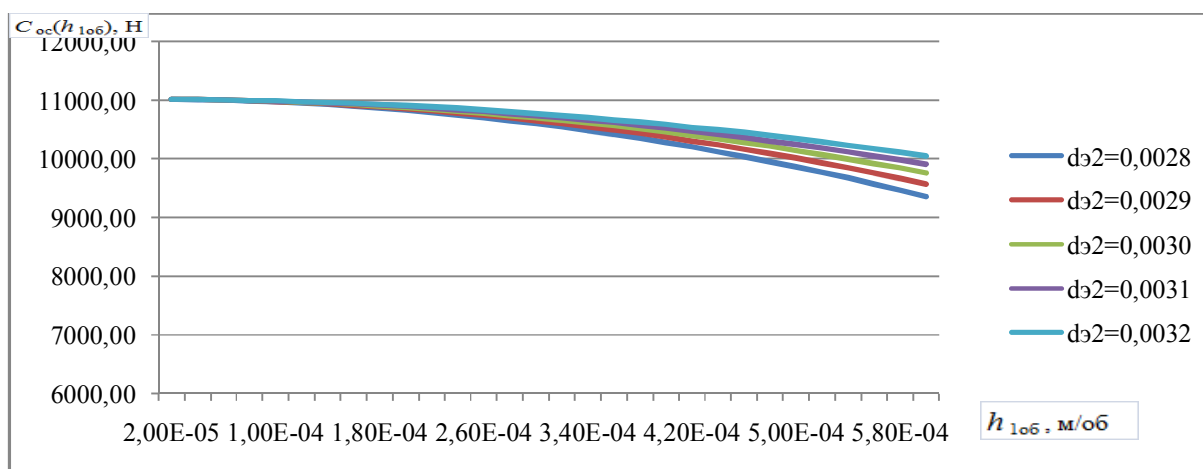
$$C_{oc} = (P_v \cdot f_v - \rho \cdot h_{106}^2 \cdot n^2 \cdot f_n^3 \cdot m^2 \cdot (25,2 / Re_2 + (1 / \varepsilon_2 + \alpha_2)^2) / (2 \cdot f_2^2 \cdot \eta_{до}^2)) \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} + G_{oc}. \quad (51)$$

Графики зависимостей (50) и (51) представлены на рис.6 и рис.7 соответственно.

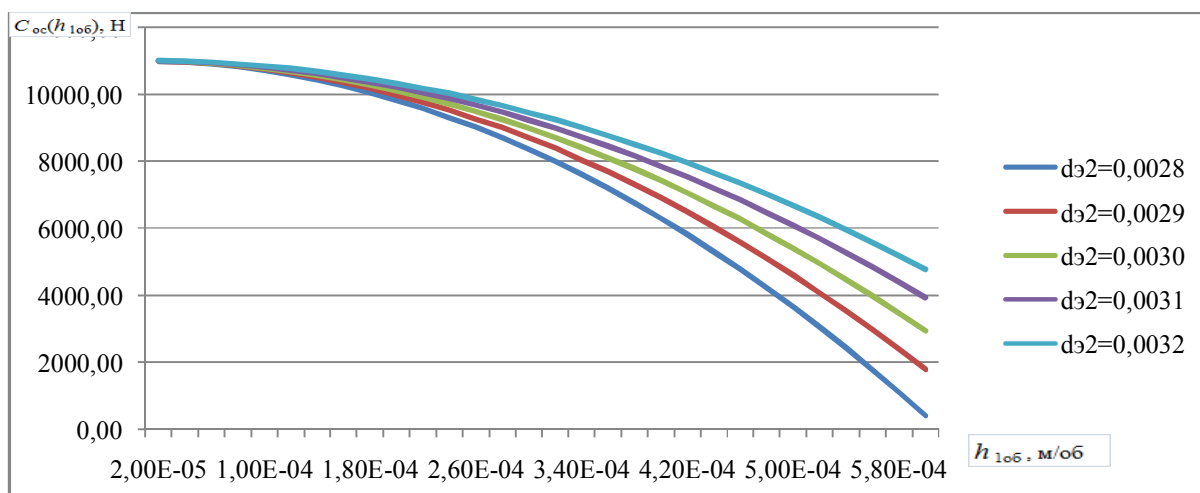




**Рис.5.** Результаты экспериментальных исследований зависимости коэффициента местных гидравлических сопротивлений в дроссельном устройстве регулирующего клапана  $\zeta_{др}$  от величины числа Рейнольдса  $Re_{др}$  для потока жидкости в дроссельном устройстве, полученные Везирином Р.Е., Арзумановым Э.С. и Альтшулем А.Д.: 1 –  $f_{пр} / f_{вх} = 0,01$ , & /  $d_{др} = 19,2$ ; 2 –  $f_{пр} / f_{вх} = 0,05$ , & /  $d_{др} = 2,2$



**Рис.6.** Зависимость осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{ос}$  от величины углубки породоразрушающего инструмента за его 1 оборот вокруг своей оси  $h_{1об}$  при различных эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя  $d_{32}$ , подключенного последовательно гидроцилиндрам механизма подачи при  $P_{в} = 4 \text{ ат} = 4 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $n = 840 \text{ об/мин} = 14 \text{ об/с}$ ;  $m = 2$ ;  $\eta_{до} = 0,98$ ;  $G_{ос} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ;  $\eta_{дг} = 1$ ;  $\eta_{дм} = 0,9$ ; для бурового станка СКБ-5:  $D_{п} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ ; а:  $d_{32} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; б:  $d_{32} = 2,9 \text{ мм} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; в:  $d_{32} = 3,0 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; г:  $d_{32} = 3,1 \text{ мм} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; д:  $d_{32} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .



**Рис.7.** Зависимость осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{oc}$  от величины углубки породоразрушающего инструмента за его 1 оборот вокруг своей оси  $h_{1об}$  при различных степенях сжатия потока рабочей жидкости  $\alpha_2$  эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя  $d_{э2}$ , подключенного последовательно гидроцилиндрам механизма подачи при  $P_B = 4 \text{ ат} = 4 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $n = 840 \text{ об/мин} = 14 \text{ об/с}$ ;  $m = 2$ ;  $\eta_{до} = 0,98$ ;  $G_{oc} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ;  $\eta_{дг} = 1$ ;  $\eta_{дм} = 0,9$ ; для бурового станка СКБ-5 :  $D_{п} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ ; а:  $d_{э2} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $\alpha_2 = 0,0196$ ; б:  $d_{э2} = 2,9 \text{ мм} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $\alpha_2 = 0,0210$ ; в:  $d_{э2} = 3,0 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $\alpha_2 = 0,0225$ ; г:  $d_{э2} = 3,1 \text{ мм} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $\alpha_2 = 0,0240$ ; д:  $d_{э2} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $\alpha_2 = 0,0256$ .

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

### Основные выводы:

1. Существующие зависимости для определения осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент (ПРИ) при параллельной и последовательной схемах подключения гидравлических дросселей не учитывают различные режимы течения рабочей жидкости через них и, следовательно, различный характер зависимости потери давления от расхода. Это не позволяет дать корректную оценку изменения осевой нагрузки на ПРИ при изменении гидравлических параметров механизма подачи.

2. Отсутствие зависимости осевой нагрузки на ПРИ от величины объёмной производительности маслососа и значений КПД насоса и гидродвигателя не позволяет выявить все пути управления технологией гидравлической подачи бурового инструмента.

3. Режим течения рабочей жидкости гидропривода через гидравлический дроссель и напорный золотник определяется величиной механической скорости бурения скважины. Режим течения необходим при определении величины осевой нагрузки на ПРИ.

4. Коэффициент расхода рабочей жидкости через гидравлический дроссель или напорный золотник является переменной величиной, зависящей от режима течения и механической скорости бурения скважины.

5. Установленная зависимость (47) для определения осевой нагрузки на ПРИ при параллельной схеме подключения гидравлического дросселя позволяет реализовать технологию стабилизации автоматизированной подачи бурового инструмента в процессе углубки скважины по показателю  $C_{oc} \approx idem$  не только путём изменения площади поперечного сечения проходного отверстия дросселя, но и за счёт изменения объёмной производительности маслососа при управлении приводом последнего.

6. Установленные зависимости (48) и (51) для определения осевой нагрузки на ПРИ при последовательной схеме подключения гидравлического дросселя позволяют реализовать технологию стабилизации автоматизированной подачи бурового инструмента в процессе углубки скважины по показателю  $h_{1об} \approx idem$  ( $v_m \approx idem$ ) путём изменения площади поперечного сечения проходного отверстия дросселя.

## Рекомендации

Основной рекомендацией работы является применение, на основе выше изложенных расчётов, зависимостей и аналитических исследований, регулирующей аппаратуры – дросселей с линейной характеристикой. Таким требованиям отвечает щелевой дроссель, в котором проходное сечение изменяется поворотом полой пробки с щелью заданного профиля. Так как толщина стенки пробки мала, то пропускная способность дросселя практически не зависит от вязкости жидкости.

Для регулирования параметров бурения более целесообразно применять линейные дроссели, обеспечивающие более точное и плавное управление процессом бурения. Отечественной промышленностью выпускаются дроссели с линейной характеристикой пригодные для применения в уже существующих гидравлических механизмах подачи буровых установок.

Таким образом, чтобы избежать некорректных (не учитывающих всех подобластей режима течения рабочей жидкости через местные сопротивления, характеристики дросселей и вышеупомянутые результаты расчётов и исследований) способов регулирования режима бурения гидравлического механизма подачи буровых установок в горных породах разных категорий по буримости или перемежающихся породах с большим разбросом категорий по буримости, в силу разных схем подключения регулирующей аппаратуры у разных буровых установок и не всегда соответствующих своим режимом течения рабочей жидкости через регулирующую аппаратуру разбуриваемым горным породам, целесообразно применять геологоразведочные буровые установки с гибридной схемой подключения комбинированной регулирующей аппаратуры (рис.8.). Такая схема позволяет применить буровую установку нужного типоразмера, определяемого глубиной геологоразведочной скважины и её конечным диаметром, в разных категориях по буримости встречающихся горных породах и осуществлять их разбуривание разными, но всегда корректными и подходящими режимами бурения. На участках проходки горных пород требующих преимущественно турбулентный квадратичный режим течения рабочей жидкости через дроссельную щель целесообразно осуществлять бурение с помощью применения квадратичного гидравлического дросселя при соответствующей схеме его подключения. На участках проходки горных пород требующих регулирующую аппаратуру обеспечивающую преимущественно ламинарное или турбулентное доквадратическое течение гидравлической рабочей жидкости через дроссельную щель целесообразно применять при соответствующей схеме подключения ламинарный дроссель. Благо, гибридная схема подключения комбинированной регулирующей аппаратуры позволяет переключения требуемых схем и дросселей оперативно, быстро, и достаточно плавно, без скачков и рывков.

Применение геологоразведочных гидрофицированных буровых установок с гибридной схемой подключения комбинированной регулирующей аппаратуры позволяет в уже известных геологических разрезах вовремя переключиться на более корректную и целесообразную, соответствующую проходным горным породам, схему и применить для обеспечения требуемого режима бурения скважины более подходящий дроссель. В неразведанных геологических разрезах, квалифицированный буровой мастер или технолог по буровым работам, анализируя механическую скорость бурения, и что более целесообразно, величину углубки за один оборот бурового снаряда вокруг своей оси, принимает решение о целесообразности применения более подходящей данным величинам схеме подключения регулирующей аппаратуры гидравлического механизма подачи буровой установки и типа дросселя, обеспечивающих оптимальные режимы бурения скважины в данных условиях.

Таким способом можно на гидравлическом механизме подачи буровой установки с помощью гибридной схемы подключения комбинированной регулирующей аппаратуры (рис.8) добиться оптимального режима бурения в разных по буримости горных породах не зависимо от условий залегания, трещиноватости, буримости, прочности, перемежаемости.

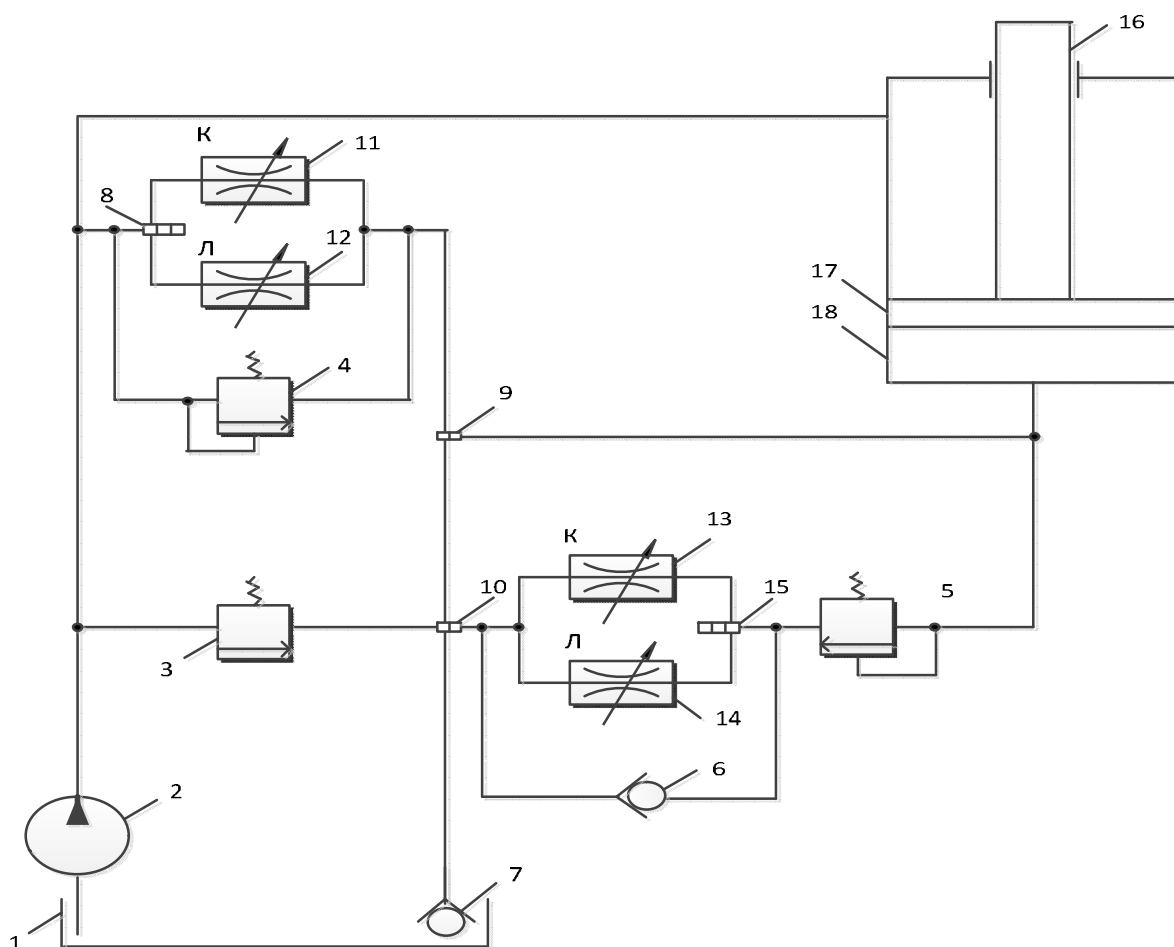
Гибридная схема подключения комбинированной регулирующей аппаратуры является универсальной и оптимальной с точки зрения:

- технической – в одной буровой установке совмещены обе схемы подключения регулирующей аппаратуры (параллельная и последовательная) и оба способа управления режимами бурения (ламинарный и квадратичный дроссели);
- эргонометрической – на одном пульте управления можно расположить все регулирующие органы регулирующей аппаратуры – рычаги, переключатели, вентили и т.д.;
- технологической – безаварийность, повышение проходки на породоразрушающий инструмент за счёт оптимального выбора управления режимами бурения, плавность регулирования и т.д.;

- хронометрической – снижение затрат времени на проходку скважины за счёт увеличения углубки за один оборот, увеличения проходки на породоразрушающий инструмент, уменьшение вспомогательных и спуско-подъёмных операций;
- экономической – повышение проходки на породоразрушающий инструмент подбором оптимальной схемы подключения регулирующей аппаратуры и оптимального способа управления режимами бурения, уменьшение затрат времени на бурение, и т.д.

### Технико-экономическая оценка

Проводя аппроксимацию усреднённых результатов исследований бурения скважин гидрофицированными буровыми установками с регулятором скорости подачи, полученными А.С. Окмянским, И.В. Кузьминым, Е.В. Никитиным, В.Г. Кардышемна современные буровые установки с гидравлическим механизмом подачи с гибридной схемой подключения комбинированной регулирующей аппаратуры, которая является расширенным, модернизированным и усовершенствованным аналогом регулятора скорости подачи, и на современные типы алмазных и твёрдосплавных коронок, получим, что при бурении в аналогичных геологических условиях ожидаемое повышение механической скорости бурения составит 10 – 15% при среднем увеличении длины рейса на 10 – 15%, сокращение временных затрат на проходку 1000 м составит 10 – 15% и более, следовательно, проходка в месяц может достигать 1200 м и более. С учётом новых конструкций коронок, качества их изготовления и современных используемых материалов и их свойств, а также характеристик разработанной системы регулирования механизма подачи, прогнозная проходка в месяц может достигать 1500 – 1600 м и более.



**Рис.8.** Гибридная схема подключения комбинированной регулирующей аппаратуры: 1 – гидробак; 2 – маслосос; 3 – напорный золотник (дросселирующий клапан); 4 – предохранительный клапан; 5 – предохранительный клапан; 6 – обратный клапан; 7 – подпорный клапан; 8 – переключатель; 9 – переключатель; 10 – переключатель; 11,13 – гидравлические дроссели квадратические; 12,14 – гидравлический дроссели линейные; 15 – переключатель; 16 – шток поршня; 17 – поршень; 18 – цилиндр.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Выполненная диссертация является законченной научно-квалификационной работой, в которой содержится решение актуальной научной задачи по совершенствованию технологии бурения геологоразведочных скважин путём управления процессом подачи бурового инструмента. Исходя из представленных выше результатов исследований, выводов и рекомендаций следует, что конструкция и характеристики механизма подачи буровых установок являются основополагающими факторами при разработке технологии бурения скважин. От них напрямую зависят обоснованный выбор типа буровой установки и технологические рекомендации по значениям параметров режима бурения скважин. От параметров работы самого механизма подачи буровых установок зависит не только скорость бурения, но и качество проводимых работ, безаварийность скважинных работ и работы самой буровой установки, её надёжность и долговечность.

## **ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ СОДЕРЖАТСЯ В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ**

### **Статьи в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК при Минобрнауки России:**

1. Куликов В.В., Завацки С. Аналитическое исследование взаимосвязи характеристики гидравлического механизма подачи буровой установки и технологических параметров режима бурения геологоразведочных скважин. // Известия вузов. Геология и разведка. 2015, № 6. С. 67 – 93.
2. Завацки С. Проблемы управления углубкой геологоразведочных скважин // Известия вузов. Геология и разведка. 2016. № 2. С. 86 -88.
3. Завацки С., Куликов В.В. Управление гидравлическим механизмом подачи буровых установок при гибридной схеме подключения комбинированной регулирующей аппаратуры. // Известия вузов. Геология и разведка. 2017. № 1.

### **Статьи в других изданиях:**

1. Завацки С., Куликов В.В. Анализ основных характеристик и механика работы гидравлических механизмов подачи буровых установок // XII Международная конференция «Новые идеи в науках о Земле». Доклады, в 2 томах. Москва. ФГУП ГНЦ РФ «ВНИИгеосистем», 2015. Т 2.С. 66-67.
2. Завацки С., Куликов В.В. Регулирование параметров режима бурения на гидрофицированных буровых установках // XII Международная конференция «Новые идеи в науках о Земле». Доклады, в 2 томах. Москва. ФГУП ГНЦ РФ «ВНИИгеосистем», 2015. Т 2. С. 134-135.
3. Завацки С., Куликов В.В. Механизмы подачи гидрофицированных буровых установок, применяемых при разработке и разведке месторождений полезных ископаемых, и регулирование параметров режима бурения // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 7.
4. Завацки С., Куликов В.В. Механика работы гидравлических механизмов разведочных буровых установок и горных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 7.
5. Завацки С., Куликов В.В. Современные подходы в изучении режимов бурения гидрофицированных разведочных буровых установок и регулирования их параметров // II Международная научно-практическая конференция «Технологическая платформа «Твёрдые полезные ископаемые». Технологические и экологические проблемы отработки природных и техногенных месторождений». Сессия I Комплексная добыча, переработка и использование минерального и техногенного сырья. Екатеринбург. ИГД УрО РАН, сб. докл. 2 – 4 декабря, 2015. С. 71 – 80.
6. Завацки С., Куликов В.В. Гидравлические механизмы подачи разведочных буровых установок, механика работы и анализ основных характеристик параметров // II Международная научно-практическая конференция Технологическая платформа «Твёрдые полезные ископаемые». Технологические и

экологические проблемы отработки природных и техногенных месторождений». Сессия I. Комплексная добыча, переработка и использование минерального и техногенного сырья. Екатеринбург. ИГД УрО РАН. Сб. докл. 2015. С. 80 – 87 .

7. Завацки С., Куликов В.В. Гибридная схема подключения комбинированной регулирующей аппаратуры гидравлического механизма подачи буровых установок // XIII Международная научно-практическая конференция «Новые идеи в науках о Земле». Доклады. В 2-х томах. ФГБУ «ВНИГНИ», 2017. Т 1. С. 418 – 419.