

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Российский государственный геологоразведочный университет  
имени Серго Орджоникидзе

На правах рукописи



**ЗАВАЦКИ Станислав**

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ БУРЕНИЯ ГЕОЛОГОРАЗВЕ-  
ДОЧНЫХ СКВАЖИН БУРОВЫМИ УСТАНОВКАМИ С МОДЕРНИЗИРОВАН-  
НЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ МЕХАНИЗМОМ ПОДАЧИ**

*Специальность 25.00.14. – Технология и техника геологоразведочных работ*

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук,  
профессор  
Куликов Владимир  
Владиславович

Москва - 2017г

# О Г Л А В Л Е Н И Е

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ . . . . .	4
Глава I. ОБЗОР И АНАЛИЗ РАНЕЕ ПРОВЕДЁННЫХ РАБОТ . . . . .	7
1.1. Введение. Изученность свойств рабочих жидкостей гидроприводов . . . . .	7
1.2. Исследования закрытых гидравлических потоков. Влияние местных сопротивлений на характер течения жидкости . . . . .	9
1.3. Исследования гидропривода и гидравлических машин . . . . .	21
1.4. Анализ существующего применения гидропривода при разведке и разработке месторождений полезных ископаемых . . . . .	26
1.5. Анализ современного состояния изучения механизма подачи гидрофицированных геологоразведочных буровых установок . . . . .	32
1.6. Основные цели и задачи исследований . . . . .	41
1.7. Основные выводы и рекомендации по главе . . . . .	41
Глава II. УПРАВЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ МЕХАНИЗМОМ ПОДАЧИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК ПРИ РАЗНЫХ СХЕМАХ ПОДКЛЮЧЕНИЯ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ . . . . .	43
2.1. Дроссельное регулирование объёмных гидропередач . . . . .	43
2.2. Регулирование механизма подачи при параллельном гидравлическому цилиндру подключении дросселя и предохранительного клапана . . . . .	46
2.3. Регулирование механизма подачи при последовательном гидравлическому цилиндру подключении дросселя и параллельно напорного золотника . . . . .	55
2.4. Выводы по главе . . . . .	61

Глава III. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОСИСТЕМЕ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК ОТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ . . . . .	62
3.1. Взаимосвязь потерь давления в потоке жидкости от параметров течения. Зависимости, описывающие работу гидравлического механизма подачи. Разделение местных гидравлических сопротивлений на функциональные области и подобласти . . . . .	62
3.2. Режимы течения жидкости в отверстии. Критериум разделения на области и подобласти . . . . .	64
3.3. Влияние местных гидравлических сопротивлений на потери давления и параметры течения рабочей жидкости, взаимосвязь гидравлических параметров работы механизма подачи буровых установок и основных параметров режима бурения скважины . . . . .	72
3.4. Установление основных величин и зависимостей . . . . .	79
3.5. Выводы по главе . . . . .	84
Глава IV. УПРАВЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ МЕХАНИЗМОМ ПОДАЧИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК ПРИ ГИБРИДНОЙ СХЕМЕ ПОДКЛЮЧЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ . . . . .	86
Глава V. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЁТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДЛАГАЕМЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ . . . . .	90
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ . . . . .	94
ЛИТЕРАТУРА . . . . .	104

## ВВЕДЕНИЕ

Результаты бурения геолого-разведочных скважин с отбором кернового материала являются одним из основных источников 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 и подземное 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.

В результате перечисленных факторов существенно возрастают требования, предъявляемые к точности управления процессом углубки скважины, стойкости породоразрушающего инструмента и производительности бурения. Это вызывает необходимость проведения научных исследований базовых характеристик существующих конструкций 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.

В настоящее время установки с гидравлическим приводом основных рабочих органов получают все более широкое распространение для бурения скважин при поисках и разведке полезных ископаемых. Гидропривод буровых установок позволяет упростить кинематические и компоновочные схемы оборудования, отказаться от использования сложных механических трансмиссий, обеспечить надежное предохранение рабочих органов от перегрузок, увеличить надежность и долговечность работы оборудования и породоразрушающего инструмента.

Гидравлический механизм подачи буровой установки предназначен для выполнения следующих функций:

– создания и регулирования усилия подачи  $G_p$ , а, следовательно, и осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $S_{oc}$  при переменной скорости подачи  $u_{пм}$ ;

– поддержания и регулирования скорости подачи бурового инструмента  $u_{пм}$ , а, следовательно, и механической скорости бурения  $v_M$  при переменном значении осевой нагрузки  $S_{oc}$ .

Гидравлические механизмы подачи являются звеном сложной системы [52;54]: станок - ствол скважины - забой и непосредственно связан со шпинделем и ведущей трубой. Служит для создания и регулирования усилия подачи, осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент и поддержания заданной скорости движения бурильной колонны при соответствующем значении осевой нагрузки. В зависимости от типа механизма подачи позволяет регулировать и поддерживать постоянным или усилие подачи при переменной скорости движения бурильной колонны, или скорость движения при переменном усилии, что и определяет его характеристику. Характеристика подачи включает соответствующее изменение текущего значения усилия подачи в зависимости от скорости подачи.

Механизм подачи бурового инструмента гидрофицированной буровой установки представляет собой объёмную гидropередачу с замкнутой циркуляцией [23; 30] рабочей жидкости (минерального масла). В состав объёмной гидropередачи большинства российских и зарубежных гидрофицированных буровых установок, предназначенных для колонкового бурения геологоразведочных скважин на твёрдые полезные ископаемые и воду, для инженерно-геологических изысканий, для бурения технических скважин и скважин специального назначения входят объёмный нерегулируемый насос (маслонасос) и объёмный нерегулируемый гидродвигатель. В качестве объёмного нерегулируемого гидродвигателя, как правило, выступает поршневой гидроцилиндр возвратно-поступательного действия [48 – 50; 55; 56], а в качестве объёмного нерегулируемого маслонасоса – пластинчатый или шестерённый маслонасос [69].

Объёмные гидropередачи можно регулировать различными способами [23; 30]. Наибольшее распространение в настоящее время имеют дроссельный и объёмный способы регулирования. Объёмный способ регулирования заключается в изменении рабочего объёма (производительности, расхода, подачи) регулируемого насоса, регулируемого гидродвигателя или, одновременно, и насоса, и гидродвигателя. Дроссельный способ регулирования заключается в частичном сбросе рабочей жидкости на слив через регулируемое местное гидравлическое сопротивление – гидравлический дроссель – при работающих нерегулируемых насосе и гидродвигателе.

Гидравлическим дросселем называют [23] местное гидросопротивление, устанавливаемое либо последовательно гидродвигателю (при входе в гидродвигатель (в буровых установках не применяется), или при выходе из гидродвигателя), либо параллельно гидродвигателю. Гидравлический дроссель оказывает дополнительное сопротивление движению рабочей жидкости, в результате меняется объёмный расход жидкости, поступающей в гидродвигатель и скорость движения выходного звена последнего.

При использовании гидропривода снижаются затраты времени на регулирование и техническое обслуживание механизмов, появляется возможность дистанционного управления режимами работы рабочих органов и автоматизации процесса управления. При гидроприводе обеспечивается более высокий уровень унификации и стандартизации оборудования, облегчается организация ремонта.

## I Глава

### ОБЗОР И АНАЛИЗ РАНЕЕ ПРОВЕДЁННЫХ РАБОТ

#### 1.1. Введение. Изученность свойств рабочих жидкостей гидроприводов.

В настоящее время в промышленности часто приходится иметь дело с вытеканием жидкости из емкостей, сосудов и трубопроводов, перетеканием жидкости из одной емкости в другую, втеканием в сосуды, движением жидкости внутри сложных магистралей и аппаратов, по каналам, трубкам, капиллярам, шлангам, трубам, через разные отверстия, из одной полости аппарата в другую, встречать по пути движения разные сужения, расширения, закругления направления, ответвления и другие препятствия. Подобные движения жидкости принято называть истечением.

Примеров истечения, особенно в геологоразведочном бурении, можно привести много, например, промывка скважин при бурении разным породоразрушающим инструментом. Очистка промывочной жидкости от шлама. Использование разных жидких реагентов для добавления в промывочную жидкость и, тем самым, изменения достижения требуемых свойств и параметров. Использование цистерн, емкостей, труб, шлангов и т.д.

Приведенные примеры показывают, что процессы истечения многообразны и происходят в различных условиях. В не последней мере большую разнообразность истечения жидкости наблюдаем и в гидравлических системах геологоразведочных буровых установок. В последнее время при бурении геологоразведочных скважин все чаще применяются гидрофицированные буровые установки. В этих установках встречаем и перетекание жидкости из емкости в емкость, передвижение ее через разные аппараты и аппаратуру, магистрали, вытекание их системы и перемещение ее обратно в гидравлическую магистраль.

Развитие гидравлики, как науки, можем наблюдать с давних времен, когда люди начали замечать определенные закономерности в поведении жидкостей при ежедневном применении их в повседневной жизни. Различия в течении воды, вина, молока, масла и других жидкостей они наблюдали, учитывали и применяли на практике. Так были созданы водяные или масляные часы, примитивные жгутовые насосы и др. Так началось развитие гидравлики, как науки о законах движения, равновесия жидкостей и способах приложения их к решению задач на практике.

Первопроходцем в области гидравлических исследований можем выделить Архимеда с его общеизвестным законом. Неотрывно следует великий гений и экспериментатор Леонардо да Винчи, в XVI-XVII веках С. Стевин, Г. Галилей, Б. Паскаль, Э. Торричелли, который занимался вытеканием жидкости из отверстия. И. Ньютон исследовал внутреннее трение в жидкостях и дал основные положения в этой области. В XVIII веке Д.Бернули и Л.Эйлер

вывели уравнение движения идеальной жидкости и дали импульс дальнейшему развитию гидравлики. Для решения практических задач потребовались более точные формулы, поэтому дальнейшие, более доскональные и подробные исследования (А. Дарси, Ю. Вейсбах, А. Базем, А. Шези и др.) были необходимы и дали множество эмпирических формул, которые давали более точные результаты. В отличие от гидравлики, которая изучает в основном внутренние течения жидкостей и решает так называемую внутреннюю задачу, внешнюю, связанную с внешним обтеканием тел сплошной средой и их силовым взаимодействием и взаимодействием между жидкостью и ограничивающими ее поверхностями, изучает гидромеханика. Метод, по мнению Е.П.Барулина [19], используемый в современной гидравлике при исследовании движения жидкости, заключается в следующем: исследуемые явления сначала упрощают и, к ним применяют законы теоретической механики, затем полученные результаты сравнивают с данными опытов, выясняют степень расхождения, уточняют и исправляют теоретические выводы и формулы для приспособления их к практическому использованию. Целый ряд явлений, крайне трудно поддающихся теоретическому анализу из-за сложности, и исследуют экспериментальным путем, а результаты представляют в виде эмпирических формул.

Развитие гидромеханики поставило задачу изучения движения реальных жидкостей, обладающих свойством вязкости.

Анри Навье, на основе гипотезы Ньютона о силе внутреннего трения, вывел дифференциальное уравнение движения вязкой жидкости.

Следует отметить работы Д.И. Менделеева, Осборна Рейнольдса и Н.П. Петрова в этой области.

Д.И. Менделеев впервые указал на существование в природе двух режимов движения жидкости – ламинарного и турбулентного. Его исследования более точно широко развил и исследовал Рейнольдс, который установил критерии – число Рейнольдса, определяющий смену режимов движения при изменении скорости потока [38].

Н.П. Петров (1836-1920г.) теоретически обосновал гипотезу Ньютона о силе внутреннего трения в жидкости.

Н.Е. Жуковский (1847-1921г.) создал теорию гидравлического удара в трубопроводе, разработал метод решения задач о фильтрации воды в грунтах и др. Считается основателем современной экспериментальной механики газов.

Из современных отечественных ученых, внесших существенный вклад в развитие гидромеханики, следует упомянуть Н.М. Вернадского, М.В. Келдыша, М.А. Лаврентьева, Л.И. Седова и др.

## 1.2. Исследования закрытых гидравлических потоков. Влияние местных сопротивлений на характер течения жидкости.

Определение потерь давления на трение по длине потока, является важнейшей задачей, возникающей при гидравлическом расчёте трубопроводов всех видов. Решением этой задачи занималось в своих работах и исследованиях большое количество авторов [4-9,10-18,20,60,...]. Некоторые из них стали основоположниками нового современного подхода к изучению этой проблемы, такие как, А.Д. Альтшуль, Э.С. Арзуманов, Р.Е. Везирян, К.Л. Навроцкий и ряд других. Движение жидкостей в трубопроводе без влияния атмосферного давления называется закрытыми гидравлическими потоками.

Для решения задачи определения потерь давления на трение необходимо установить закономерности распределения скоростей по сечению потока. При этом надо учитывать, что этот вопрос имеет первостепенное значение также для решения других инженерных задач в области массообмена, теплопередачи, гидро и пневмотранспорта, измерения расхода жидкостей и газов, так как, профиль скоростей определяет интенсивность турбулентного движения жидкостей. Этот вопрос был решён для ламинарного течения.

В XVIII. веке были предприняты первые попытки найти связь между потерями напора и средней скоростью (или расходом) при турбулентном движении потока жидкости. Была установлена формула Дарси-Вейсбаха

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (1.1)$$

где  $h$  - потеря напора на трение;  $\lambda$  - коэффициент гидравлического трения;  $l$  – длина трубопровода;  $d$  – диаметр трубопровода;  $v$  - средняя скорость течения.

Коэффициент  $\lambda$  с постоянного в начале, начал меняться в зависимости от шероховатости стенок трубопровода.

Множество исследований опытных данных, полученных при испытаниях разных трубопроводов обобщил в своих работах Альтшуль [4-9], где использовал данные лабораторных испытаний Г.А. Мурина, И.А. Исаева, Фримена, И.Е. Идельчика, Харриса, Циммермана, Барбе, Хека, Бауэра, Ф.А. Шевелёва, Марки, Никурадзе, Сафа, Шодера и др. Накопленный материал нашёл широкое применение в работах [4-18,24-26,...].

В работах[30,31] авторы, занимающиеся этой проблемой, делят, в зависимости от вида потока жидкости на установившееся и неустановившееся движение, равномерное и неравномерное, или плавно изменяющееся.

В XIX веке Рейнольдс продолжил исследования Д.И. Менделеева и теоретически обосновал и на очень простых опытах наглядно показал существование двух принципиально различных режимов движения жидкости. При слоистом движении и не смешивании потоков режим был назван ламинарным. Если струйки разбиваются, смешиваются и завихряются, режим был назван турбулентным. Переход движения жидкости из одного режима в дру-

гой Рейнольдс установил и он называется критическим. В его честь был назван числом Рейнольдса[30]:

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (1.2)$$

для труб круглого сечения

Для труб некруглого сечения

$$Re = \frac{4Rv}{\nu} \quad (1.3)$$

где  $R$  – гидравлический радиус потока

По данным Рейнольдса для труб круглого сечения  $Re_{кр} = 2320$ .

Эта величина отвечает переходу движения жидкости из турбулентного в ламинарное течение. При переходе из ламинарного в турбулентное течение, критическое число Рейнольдса имеет большую величину.

При движении жидкостей в гидравлических магистралях различают линейные и местные сопротивления. Линейные потери вызываются силами трения, действующими по всей длине  $l$  однородного потока жидкости, и поэтому пропорциональны  $l$ .

Под местными сопротивлениями понимаются потери напора, связанные с деформацией потока. В них энергия теряется не только на преодоление трения, но и поддержание местных вихревых движений в потоке, отрыв потока от стенок и т.д. Местные потери рассчитывают по формуле Вейсбаха[30]:

$$h_n = \xi \frac{v_{ср}^2}{2g} \quad (1.4)$$

где  $\xi$  - коэффициент гидравлических сопротивлений, показывающий, какую долю скоростного напора составляет потерянный напор.

$\xi$  - коэффициент местного сопротивления, зависящий от вида местного сопротивления (его конструктивного устройства) и режима течения жидкости в сопротивлении.

При определении полных потерь напора в потоке с линейными и местными сопротивлениями обычно используют принцип наложения потерь, в соответствии с которым

$$h_n = h_l + h_m \quad (1.5)$$

Он обладает приемлемой точностью в случае, если местные сопротивления достаточно удалены друг от друга, и возмущения потока, вызванные предыдущим местным сопротивлением, не доходят до следующего, а успокаиваются на линейном участке, связывающем их.

Местными сопротивлениями, их характером и природой, занималось множество учёных. Исследуя влияние местных сопротивлений на поток дви-

жущейся жидкости в трубопроводе, вывели ряд формул для учёта в дальнейших вычислениях потерь напора в гидравлической системе.

Большое внимание изучению местных сопротивлений уделяет в своих работах Т.М. Башта [20]. Простейшие местные гидравлические сопротивления разделил на расширения, сужения и повороты русла, которые могут быть внезапными или постепенными. Более сложные местные сопротивления представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений. Так, например, при движении жидкости через вентиль, поток искривляется, меняет своё направление, сужается, и наконец расширяется до первоначальных размеров. Это связано с интенсивными вихреобразованиями. При исследовании местных сопротивлений он [20] заметил, что, как показывают наблюдения, основные вихри возникающие в местных гидравлических сопротивлениях, порождают другие, более мелкие вихри, которые уносятся потоком и при этом распадаются на ещё более мелкие вихри. Таким образом, потеря энергии происходит не только в основном вихре, но и по длине следующего за ним участка потока. Т.М. Башта [20] правильно заметил взаимосвязь плавного изменения геометрических форм местного сопротивления и характер движения потока жидкости. Подробно исследовал истечение жидкости через отверстия и насадки и вывел ряд расчётных формул. Большое внимание уделил исследованию гидроаппаратуры – гидрораспределителей, клапанов, дросселей, насосов, гидроприводу.

Основоположником и корифеем современных исследований и достижений в гидравлике по праву можно считать А.Д. Альтшуля и его школу и последователей. В своих работах А.Д. Альтшуль [4-9] подробно разрабатывает теорию поведения потока жидкости в разных аспектах.

Важнейшей задачей, возникающей при гидравлическом расчёте трубопроводов всех видов, считал А.Д. Альтшуль определение потерь давления на трение по длине потока. Особое внимание уделял расчётам местных сопротивлений. Кроме формул для вычисления в квадратичной и линейной областях движения, даёт формулы и расчёты для переходной области. Предлагает формулы для всех областей турбулентного движения. Определил, что коэффициент гидравлического трения зависит не только от средней высоты выступов шероховатости внутренней поверхности, но и от вариации действительной высоты выступов относительно средней высоты, формы выступов шероховатости, расстояния между соседними выступами, геометрическом расположении выступов.

Потери давления в местных гидравлических сопротивлениях часто составляют значительную часть от общих потерь в системе. Однако имеющиеся данные для их определения недостаточны. Это объясняется тем, что из-за сложности явления, внутренний механизм потока, проходящего через местное сопротивление, до сих пор мало изучен. Мало исследован вопрос о местных потерях при ламинарном режиме и при турбулентном режиме с малыми числами Рейнольдса. До последнего времени вопрос о потерях в местных сопротивлениях был теоретически мало исследован и формулы для их определения отсутствовали. В работах [4-9,10-18,24-26,56,57,...] рассматривается

возможность теоретического подхода к определению потерь давления в местных сопротивлениях. В работах [4-9] также рассматриваются потери давления при заметном влиянии сил вязкости, когда влияние сил инерции незначительно по сравнению с силами вязкости, при весьма малых числах Рейнольдса. Коэффициент местного сопротивления определяется по формуле [4-9]:

$$\xi = \frac{A}{R} \quad (1.6)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от вида местного сопротивления;  $Re$  – число Рейнольдса, отнесённое к диаметру трубопровода.

В исследованиях А.Д. Альтшуля использованы работы Р.Е. Везирына и Э.С. Арзуманова из НИИ автоматики (г. Кировск). Здесь рассматриваются потери давления потока жидкости проходящей через разную трубопроводную арматуру. Исследования проводились в широком диапазоне изменения числа Рейнольдса от 0,1 до 100000. По результатам экспериментов строились графики зависимости коэффициента местного сопротивления  $\xi$  от числа Рейнольдса. Например из зависимости для фетрового фильтра видно, что фетровый фильтр успокаивает завихрения в потоке движущейся жидкости и превращает его из турбулентного в ламинарный, что имеет большое практическое значение.

Результатом этих исследований [4-9] установлены зависимости коэффициентов местных сопротивлений от числа Рейнольдса для некоторых практически важных случаев, как, внезапное расширение и сужение трубопровода, дроссельные односедельные угловые и двухседельные регулирующие клапаны, действительные в широких пределах изменения чисел Рейнольдса. Выявлен характер зависимости эквивалентной длины местных сопротивлений. В частности, установлено, что при малых числах Рейнольдса эквивалентная длина имеет постоянное значение.

Общая потеря напора, при расчётах гидравлических систем, определяется как арифметическая сумма потерь, вызванных каждым сопротивлением в отдельности. Но лабораторные исследования показывают [4-18], что при близком расположении местных сопротивлений они оказывают влияние одно на другое. В зависимости от конфигурации и расстояния, общее сопротивление может как увеличиваться, так и уменьшаться. Работы А.Д. Альтшуля по праву оценены во всём мире и взяты за основу дальнейших исследований (проф. Ханеман – ФРГ и др.).

Исследованиям потерь напора в местных сопротивлениях посвящена работа [1] С.А. Абдурашитова и И.А. Жданова. Рассмотрели технологическую установку по переработке высоковязких нефтепродуктов с трубопроводами с большим количеством фасонных частей. Проектирование таких трубопроводов сильно затруднено из-за недостатка данных для расчёта местных сопротивлений в таком количестве при движении высоковязких жидкостей. С по-

мощью опытов показывают, что при одних и тех же числах Рейнольдса на коэффициент  $\xi$  влияет только вязкость жидкости.

Изучением потерь давления в местных сопротивлениях в работе [18] Л.С. Абрамзон отмечает многообразность этих процессов. Рассматривает, кроме прочего, истечение жидкостей через отверстия и насадки в нефтяной промышленности. Опытные исследования показывают, что коэффициент расхода при больших длинах трубопроводов зависит от его длины.

В работе [19] Е.П. Барулин критическое значение скорости потока  $W_{кр}$ , при котором осуществляется переход от ламинарного движения в турбулентное при  $Re = 2320$  вычисляет по формуле:

$$W_{кр} = \frac{2320 \mu}{d_{эқв} \rho} \quad (1.7)$$

где  $\mu$  - динамический коэффициент вязкости;  $d_{эқв}$  - эквивалентный диаметр трубопровода, который вычисляет по формуле:

$$d_{эқв} = 4r_r \quad (1.8)$$

где  $r_r$  - гидравлический радиус, равный отношению площади сечения потока к смоченному периметру этого сечения. Исследуя режим движения жидкости в трубопроводе, определяет коэффициенты местных сопротивлений. Величину напора, теряемого на местном сопротивлении рассчитывает по уравнению:

$$\Delta P_{мс} = h_{мс} \rho g \quad (1.9)$$

где  $\Delta P_{мс}$  - перепад давления на местном сопротивлении, Па, обусловленный потерей энергии потока

$h_{мс}$  - потеря напора рабочей жидкости

$g$  – нормальное ускорение силы тяжести,  $m/s^2$

Следует – коэффициент местного сопротивления, численно равный доле скоростного напора, теряемого на данном местном сопротивлении, вычисляется по формуле:

$$\xi_{мс} = \frac{2gh_{мс}}{W_o^2} \quad (1.10)$$

где  $W_o$  - определяющая скорость,  $m/s$ , т.е. средняя скорость потока жидкости, при которой определяется потеря напора на данном местном сопротивлении.

Гидравликой и экологией занимается М.А. Михалёв с коллективом ТГТУ и в работе [59], в которой излагаются новые результаты исследований в области гидравлики, экологии, проектирования и охраны окружающей среды.

Существование двух принципиально разных режимов движения жидкости открыто в 1839 и 1854гг. немецким инженером – гидротехником Г. Хаге-

ном отмечается [71-74]. В 1880г. этот вопрос рассматривал Д.И. Менделеев и в 1883г. исследовал английский физик и инженер О. Рейнольдс. Р.Р. Чугаев теоретически исследовал оба движения. При изучении напорного движения жидкости в круглых трубах использовал число Рейнольдса выраженное не через гидравлический радиус, а через диаметр трубы  $D$ . Такое число Рейнольдса определяется[71]:

$$Re_d = \frac{vD}{\nu} = \frac{v(4R)}{\nu} = 4Re \quad (1.11)$$

В зависимости от значения  $Re$  и после анализа опытов проведённых в 1933г. И. Никурадзе из построенных им графиков, предложил разделить режимы движения на три зоны:

Первая зона – зона ламинарного режима – где  $Re_d = 1000 \div 2300$  и его величины малы. Потеря напора не зависит от шероховатости и прямо пропорциональна первой степени скорости.

Вторая зона – зона неустойчивого режима или переходная зона – внутри неё происходит переход ламинарного режима в турбулентный и наоборот. Здесь числа Рейнольдса лежат в пределах от  $1000 \div 2300$  до  $4000 \div 40000$ . Данная зона иногда называется зоной перемежающейся турбулентности.

Третья зона – зона турбулентного режима – где  $Re_d \approx 4000 \div 40000$ . Данную зону можно разделить на три области [71-74]:

- первая область – область гладких русел -  $Re_d < 10000$
- вторая область – область доквадратичного сопротивления шероховатых русел
- третья область – область квадратичного сопротивления шероховатых русел, где потеря напора прямо пропорциональна квадрату скорости,  $\lambda$  не зависит от  $Re_d$ .

Практические способы определения  $\lambda$  в работах [71-74] и расчёты показывают, что эти три области существуют и независимо доказываются и другими авторами [4-9]. Также автором [71-74] рассматриваются местные сопротивления и потери напора в потоке жидкости при их прохождении. Работы выделяются тщательно построенными эпюрами и теоретически выверенными формулами. Также приводятся подробные справочные данные о величине коэффициента местных сопротивлений  $\xi$ .

Исследованиям гидравлического сопротивления шероховатых стенок труб при низких числах Рейнольдса посвящена работа [68] В.И. Субботина, в которой использовались в опытах трубы с искусственной шероховатостью. Шероховатость была точно откалибрована, чтобы обеспечить чистоту эксперимента. Для создания искусственной шероховатости были созданы в трубах выступы, которые имели не только определённую высоту, но и ориентацию против течения потока или по направлению течения потока. В работе предложен метод определения  $D_{пр}$  [68]:

$$D_{пр} = \sqrt{\frac{4V_B}{\pi L}} \quad (1.12)$$

где  $V_B$  и  $L$  - соответственно, внутренний объём и длина трубы. Эффективный диаметр находится в пределах  $D_{пр} > D_{экв} > D_B$ , где  $D_B$  - размер, определяемый по вершинам выступов, и определяется соотношением:

$$D_{экв} = \sqrt{\frac{4V_э}{\pi L}} \quad (1.13)$$

где  $V_э$  - внутренний объём трубы за вычетом объёма зон, занятого вихревым течением. Сравнение расчётов с использованием  $D_э$  и  $D_{пр}$  показало преимущества использования  $D_э$ . Доказано, что шероховатость поверхности труб влияет на устойчивость ламинарного течения и приводит к снижению величины критических чисел Рейнольдса.

Большими достижениями в области гидравлических сопротивлений регулирующих органов отмечаются труды Р.Е. Везиряна [24-26]. НИИ автоматики г. Кировакан, где он работал, уделял огромное внимание исследованиям трубопроводной арматуры. Технологические процессы характеризуются большим разнообразием сред и режимов течения через элементы технологических линий, поэтому без знания гидравлических характеристик элементов гидравлических систем и регулирующих органов невозможно осуществить расчёты. Как отмечается в работах [4-9,11-18,25,26 и др.], гидравлические характеристики помимо режимов течения зависят от взаимного расположения регулирующих органов и местных гидравлических сопротивлений, вследствие их взаимного влияния. В работах Р.Е. Везиряна [24-26] отмечается создание экспериментальных установок, целью которых является не только измерение и уточнение гидравлических характеристик регулирующих устройств, но также оценка степени искажения пропускных характеристик регулирующих органов вследствие их взаимного влияния и определение длины стабилизации потока после различных местных сопротивлений. Предложил новый экспериментальный метод определения длины стабилизации профиля скоростей потока, основанный на исключении из экспериментального участка элементов, искажающих картину течения. Установил значения коэффициентов интерференции пропускных характеристик регулирующих органов при их взаимном влиянии в турбулентном режиме течения жидкости. Путём анализа конструктивных особенностей односедельных, двухседельных и заслоночных регулирующих органов уточнил факторы, оказывающие существенное влияние на пропускные характеристики. Коллектив НИИ автоматики под руководством А.Д.Альтшуля экспериментально установил [4-9,24-26], что относительная длина стабилизации профиля скоростей потока при ламинарном течении в основном зависит от коэффициента гидравлического трения прямой трубы и лишь в малой степени от вида местного сопротивления, степени открытия и других геометрических характеристик местных гидравлических сопротивлений. При турбулентном режиме течения относительная длина стабилизации профиля скоростей в значительной сте-

пени зависит от вида местного сопротивления и лишь в малой степени от коэффициента гидравлического трения и степени открытия. Работы [24-26] имеют большое практическое значение. Результаты исследований угловых регулирующих клапанов во вязких средах нашли применение в проектировании и расчётах элементов гидравлической арматуры в гидравлических системах в промышленности, сельском хозяйстве, строительстве, нефтехимической промышленности, пищевой промышленности и др.

Исследования потерь энергии потока в местных сопротивлениях, общие сведения о жидкостях, отражены в справочнике Г.В. Русецкой [62]. В нём даны расчёты потерь потока в каналах и различных конструктивных элементах гидравлических систем. Содержит большой объём данных по коэффициентам гидравлических сопротивлений, представленный в графической и табличной форме. Для определения зависимости потерь напора  $h$  от различных влияющих на потери факторов предлагает использовать метод размерностей, установив [62]:

$$h = 2f \left( \frac{l}{L}; \frac{l_1}{L}; \frac{\Delta}{L}; \frac{l_{\Delta}}{L}; Re; Fr; Sh; Ka \right) \frac{v^2}{2g} \quad (1.14)$$

где  $l$  – длина канала по направлению течения жидкости;

$l_1$  и  $L$  – характерные размеры живого сечения;

$\Delta$  - абсолютная шероховатость внутренней поверхности канала;

$l_{\Delta}$  - характеристический продольный размер выступа шероховатости;

$Re$  – число Рейнольдса;

$Fr$  – число Фруда;

$Sh$  – число Струхаля;

$Ka$  – число Кармана;

$V^2/2g$  - скоростной напор.

Формула после преобразований превращается в сумму потерь напора по длине и потерь в местных сопротивлениях. Рассматривает разные виды шероховатости и приводит понятие эквивалентной шероховатости – это такое значение абсолютной шероховатости, которое при расчётах даёт одинаковую с действительной величину сопротивления потоку и определяется методом измерения сопротивлений течению в трубопроводе. Приводит значения шероховатости трубопроводов для многих конструктивных материалов. Указывает на пять основных областей сопротивления течению.

Первая область соответствует ламинарному течению, где число Рейнольдса  $Re < 2320$  и шероховатость не оказывает влияния на сопротивление течению.

Вторая область сопротивления соответствует переходному режиму течения  $2320 < Re < 4000$ , где сопротивление течению остаётся независимым от шероховатости, но коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  интенсивно возрастает при увеличении  $Re$ .

Следующие три области сопротивления соответствуют турбулентному течению  $Re > 40000$ .

Третья область сопротивления определяется соотношением  $4000 \leq Re \leq 20 \frac{L}{\Delta_{\text{экв}}}$ . В границах этой области ядро турбулентного потока не входит в непосредственное соприкосновение с внутренней поверхностью трубопровода, поэтому выступы шероховатости обтекаются плавно и безотрывно, следовательно, шероховатость не влияет на сопротивление течению.

Четвёртая область сопротивления определяется соотношением  $20 \frac{L}{\Delta_{\text{экв}}} \leq Re < 500 \frac{L}{\Delta_{\text{экв}}}$ . В границах указанной области, соотношением большим, по сравнению с предыдущей, числом  $Re$ , происходит постепенное уменьшение толщины ламинарного подслоя и её значения становятся соизмеримыми с высотой выступов шероховатости и ядро турбулентного потока их начинает задевать.

Пятая область сопротивления определяется соотношением  $Re \leq 500 \frac{L}{\Delta_{\text{экв}}}$ . Характеризуется большими значениями чисел  $Re$ , сопротивление течению перестаёт зависеть от числа  $Re$ . Называется квадратичной областью и  $\lambda$  зависит квадратично от средней скорости.

При определении местных потерь напора в зависимости от величины числа  $Re$  устанавливаются три области. Область ламинарного режима течения при  $Re < 2320$ . Область переходного режима течения при  $2320 \leq Re < 5 \cdot 10^3$ . Область турбулентного режима течения при  $Re > 5 \cdot 10^3$ .

Рассматривает течение потока жидкости через разные элементы трубопроводной арматуры – вентили, задвижки, клапаны, диафрагмы и приводит графические и табличные данные коэффициентов.

Похожую позицию занимают А.И. Голованов, Н.С. Гудилин, Е.М. Кривенко, Куликов В.В. и др. [33,38,39,56,57]. В работах Н.С. Гудилина кроме основных исследований в области гидравлики, большое внимание уделено практическому применению его теоретических разработок в промышленности. В общей теории гидравлики занимается не только потерями напора в трубопроводе, гидростатикой и гидродинамикой, но и гидромеханикой, гидравлическим расчётом трубопроводов, моделированием гидравлических явлений. Также применяет, исходя из графиков И. Никурадзе, деление на пять зон по характеру течения жидкости. Особое внимание уделяет местным гидравлическим сопротивлениям и гидравлическому расчёту трубопровода. Интереснейшими являются его теоретические исследования в области гидротранспортирования сыпучих материалов и моделирование гидравлических явлений. Здесь ориентируется на условия гидродинамического подобия и также разработал критерии подобия.

В статьях, под общей редакцией В.И. Голубева [33,34] развивают оценку составляющих энергию ламинарного движения вязкой жидкости в круглой цилиндрической трубе И.П. Каплун, А.А. Панченко, Н.И. Волков. Установили, что внешние слои жидкости имеют большую энергию вихревого движения, чем те, которые расположены ближе к оси потока. А потери энергии вследствие трения слоев жидкости при их продольном перемещении и трения

элементарных(модельных) объектов оценили с использованием гипотезы Ньютона о величине касательных напряжений, возникающих при движении вязкой жидкости.

Исследованием потерь напора в трубопроводе гидроприводов, К.Л. Навроцкий [60] рассматривает не только сужения и расширения трубопровода, но и поведение потока жидкости при прохождении через регулирующие устройства, как, дроссель, клапан, задвижка и др. Отмечает два основных типа дросселей, конструктивные различия которых приводят к двум различным режимам течения жидкости: ламинарному и турбулентному.

Экспериментальным исследованиям зависимости коэффициента сопротивления при внезапном расширении потока от числа Рейнольдса в работе [7], А.Д. Альтшуль, Э.С. Арзуманов, Р.Е. Везирян занимались вопросом о местных потерях напора при ламинарном движении, а также при турбулентном движении с малыми числами Рейнольдса. До сих пор этот вопрос мало исследован, несмотря на то, что потери напора при движении вязких жидкостей составляют часто существенную долю суммарных потерь напора( маслопроводы, нефтепроводы и др.). Сделали вывод, что при очень малых значениях чисел Рейнольдса, потери напора пропорциональны скорости в первой степени а при внезапном расширении пропорциональны квадрату скорости. Для этих соображений дали отвечающие формулы.

Подробным исследованиям в гидравлике посвящается работа [8] А.Д. Альтшуля. Занимаясь движением потока жидкости, подверг тщательному теоретическому и экспериментальному изучению вопрос о ламинарном и турбулентном движении, об их переходах из одного в другое, а также о величине критического числа Рейнольдса. Проведённые им исследования показывают, что критическое число Рейнольдса увеличивается в сужающихся трубах, и уменьшается в расширяющихся. Следовательно, ламинарный и турбулентный режимы отличаются не только характером движения частиц, но также особенностями распределения скоростей по сечению и характером зависимости между потерями напора и скоростью. На основе опытных данных показал, что при ламинарном движении нет зависимости режима движения от шероховатости стенок. При турбулентном режиме, коэффициент гидравлического трения от вязкости не зависит вовсе, но зависит от относительной шероховатости. Местные гидравлические сопротивления и их изучение занимают особое место в исследованиях А.Д. Альтшуля. Потери напора при изменении сечения потока имеют и большое практическое значение. Прохождение потока жидкости через отводы, клапаны, вентили, дроссели и т.д. тщательно изучалось и результаты исследований доказали свою правомерность на практике. Потери напора в арматуре трубопровода рассчитываются аналогично диафрагме. Опытные значения для задвижек и дроссельных клапанов показали, что местные сопротивления подобных запорных устройств зависят главным образом от степени их открытия и меньше от конструкции.

Большой вклад в исследование потерь напора в местных сопротивлениях привнёс Э.С. Арзуманов из НИИ автоматики г. Кировакан. Его работы в области изучения регулирующих органов трубопроводной аппаратуры [13-18]

дают подробный анализ поведению потока жидкости проходящей через арматуру и теоретическое обоснование его формул подтверждается и многочисленными экспериментами.

В своей диссертационной работе [13] занимается исследованием гидравлических характеристик регулирующих клапанов. Рассматривает конструктивные особенности и основные параметры односедельных и двухседельных клапанов и дроссельных устройств. Предложил новые методы определения пропускной способности и характеристик местных сопротивлений трубопроводов, в том числе дроссельных регулирующих органов путём моделирования. Поскольку считает, на основе исследований и анализа местных сопротивлений, что имеющиеся данные по течению жидкости через различные дроссельные устройства весьма разноречивы, особенно в отношении границ нарушения ламинарного режима движения, приводит расчётные зависимости для определения потерь давления в регулирующих органах как при больших, так и малых числах Рейнольдса. Потери давления в регулирующих клапанах считает функцией следующих основных величин [13]:

$$\Delta P = f (W_y; \rho; \mu; L; h; D_y; D_r; K_\varepsilon; \omega_{\text{кам1}}; \omega_{\text{кам2}}; \omega_{\text{кан}}; \omega_{\text{пр}}; \omega_y; r; \varphi; \alpha;) \quad (1.15)$$

где  $W_y$  - средняя по сечению скорость потока во входном патрубке регулирующего клапана;

$\rho$  - плотность среды;

$\mu$  - динамический коэффициент вязкости;

$L$  - длина каналов в корпусе клапана;

$h$  - глубина канала в дроссельном проходе клапана;

$D_y$  - условный проход регулирующего клапана;

$D_r$  - гидравлический диаметр проходного сечения клапана;

$K_\varepsilon$  - абсолютная эквивалентная шероховатость внутренней полости клапана;

$\omega_{\text{кам1}}, \omega_{\text{кам2}}, \omega_{\text{кан}}, \omega_{\text{пр}}$  - площади поперечных сечений соответственно камер, каналов, дроссельного прохода;

$\omega_y$  - площадь поперечного сечения входного патрубка клапана;

$r$  - радиус закругления входных кромок сёдел;

дроссельного прохода.

Для определения потерь давления во всём практически важном диапазоне чисел Рейнольдса ( $Re$  от 1 до  $10^5$ ) показал возможность использования обобщённой формулы А.Д. Альтшуля [13]:

$$\xi = \frac{A}{Re_y} + \xi_y^{KB} \quad (1.16)$$

где коэффициент  $A$  зависит от геометрии местного сопротивления;

$\xi_y^{KB}$  - коэффициент сопротивления регулирующего клапана в квадратичной области.

Также вывел ряд эмпирических формул для определения  $\xi$  для линейной области движения жидкости, переходной и для области квадратичного сопротивления. Рекомендует именно для переходной области гидравлического сопротивления использовать обобщающую формулу А.Д. Альтшуля (1.15)[10].

Применительно использования этих исследований в системах автоматического регулирования посвящена его работа [15]. Подчёркивает, что именно неточный выбор размера и характеристики регулирующего органа может привести к неблагоприятным явлениям при эксплуатации. Указал, что часто не учитывается влияние трубопроводной сети на пропускную способность расходные характеристики регулирующего органа, что приводит к неточностям и авариям в работе систем автоматического регулирования.

С гидравлической точки зрения дроссельные регулирующие органы представляют собой сложные местные сопротивления, в которых регулируемый поток испытывает сужение, расширение, поворот, разделение, слияние и т.д. Сложность гидравлического расчёта регулирующих органов по сравнению с другими видами местных сопротивлений объясняется тем, что в процессе регулирования изменяется геометрия дроссельного прохода и могут изменяться параметры среды, что часто приводит к изменению режима течения. В работе [14] Э.С. Арзуманов подробно анализирует работу одно и двухседельных регулирующих клапанов. Анализ показывает, что пропускная способность регулирующего органа определяется коэффициентом гидравлического сопротивления. Определил, что при ламинарном движении течения для односедельных клапанов  $Re \leq 10$ . Для переходной области движения жидкости  $10 \leq Re \leq 10^4$ . Для турбулентного режима течения  $Re > 10^4$ . Предложил методику расчёта пропускной способности, выбора условного прохода и пропускных характеристик регулирующих органов с учётом влияния трубопроводной сети. Также дал формулы для определения расчёта гидродинамических сил в регулирующих органах. В работе [10] показывает, что на пропускную способность оказывает влияние критерии Рейнольдса, Эйлера и ряд геометрических и конструктивных параметров. Это соответствует тому, что для каждой конкретной конструкции и местного сопротивления, критические значения числа  $Re_{кр}$  могут быть различными. Если при движении жидкости переход ламинарного движения в турбулентное происходит при  $Re_{кр} \approx 2320$ , то для местных сопротивлений  $Re_{кр}$  значительно меньше и может иметь значение от 10 до 200 и более. Рядом исследований установлено существование зоны чисто ламинарного движения жидкости в местных сопротивлениях. Анализ экспериментальных зависимостей коэффициента местных сопротивлений от числа Рейнольдса по Э.С. Арзуманову [10], показывает, что при очень больших значениях числа  $Re$  потери давления пропорциональны квадрату скорости.

### 1.3. Исследования гидропривода и гидравлических машин.

Под гидроприводом понимают совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объёмных гидродвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. В качестве рабочей жидкости, как правило, используются минеральные масла. Нужно отметить, что применение гидроприводов позволяет упростить кинематику механизмов и имеют ряд других существенных преимуществ перед другими приводами, прежде всего возможность получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах гидродвигателей. Находят широкое применение в промышленности, сельскохозяйственных машинах и механизмах, дерево и металлообработке, станках, строительной технике, экскаваторах, погрузчиках и др.

Особое внимание гидравлическим машинам уделяет В.В. Вельтищев, Е.В. Косырев в работе [27]. Большой акцент в их работе уделён роторным гидромашинам. Подробно анализируют работу шестерённых, пластинчатых, поршневых, радиально-поршневых и аксиально-поршневых насосов и гидромоторов, гидравлических цилиндров.

Б.А. Васильев [23] делит гидравлические машины и передачи на два класса. Первый класс гидравлических машин преобразует кинетическую энергию, а второй потенциальную энергию жидкости. Приводит подробные расчёты гидроцилиндров – гидродвигателей с возвратно-поступательным движением. Также рассматривает две схемы подключения дросселя в гидросистеме с гидроцилиндром. Отмечает, что дроссель подключённый последовательно на входе позволяет регулировать скорость гидроцилиндра изменением площади проходного сечения дросселя только в том случае, если направление действия нагрузки не совпадает с направлением движения выходного звена. Если направление действия нагрузки совпадает с направлением движения ведомого звена (поршня в гидроцилиндре), то при уменьшении подачи жидкости через дроссель поршень может перемещаться настолько быстро, что рабочая жидкость не успевает заполнить рабочую полость гидроцилиндра и произойдёт разрыв сплошности потока, что недопустимо. Такую схему нельзя применять в грузоподъёмных машинах вследствие того, что опускаемый груз может упасть.

Дросселирование потока на выходе имеет ряд преимуществ по сравнению с дросселем на входе. Тепло, выделяющееся при дросселировании жидкости, отводится прямо в бак, не нагревая гидродвигатель. Также не имеет значение направление действия внешней нагрузки, так как при любом её направлении поршень будет испытывать значительные сопротивления.

Для ламинарного течения жидкости предлагает Б.А. Васильев [23] использовать линейные дроссели, где потери давления прямо пропорциональны вязкости жидкости и сильно зависят от температуры.

В квадратичных дросселях потери давления определяются деформацией жидкости и вихреобразованием. В них потери практически не зависят от вязкости и пропорциональны квадрату скорости жидкости через дроссель.

Линейную характеристику дросселя по Б.А. Васильеву можно обеспечить подбором профиля проходного сечения. В щелевом дросселе проходное сечение изменяется поворотом пробки, на которой нанесена щель заданного профиля. В канавочный линейный дроссель вставлена цилиндрическая пробка с прямоугольной винтовой нарезкой. Пропускная способность такого дросселя[23]:

$$Q = \Delta p \frac{a^3 b^3}{\rho 8L(a+b)^2} \quad (1.17)$$

где  $a$  и  $b$  – стороны сечения канавки;  
 $\rho$  - плотность рабочей жидкости;  
 $\Delta p$  - перепад давления на дросселе.

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{4r} \frac{\rho \mu^2}{2} \quad (1.18)$$

где  $\lambda = \frac{64}{Re} \dots \frac{75}{Re}$  – коэффициент сопротивления

$$r = \frac{a b}{2(a+b)} - \text{гидравлический радиус сечения канавки};$$

$\mu$  – скорость жидкости по канавке.

Проблему линейных дросселей изучает и Т.М. Башта в работе [20]. Отмечает, что использование в качестве дросселей капилляров, т.е. длинных трубок со значительными сопротивлениями трения в зоне ламинарного течения позволяет получать дросселирующие элементы с линейной взаимосвязью между расходом  $Q$  и потерей  $p$  давления, что весьма желательно. Ввиду большой длины капилляров их выполняют обычно в виде винтов с прямоугольным сечением резьбы в хорошо подогнанной по наружному диаметру гильзе. Сравнивая способы регулирования гидроприводов, отмечает наибольшую стабильность гидропривода с объёмным регулированием. Значительно хуже в этом отношении дроссельное регулирование с последовательным включением дросселя и ещё хуже дроссельное регулирование с параллельным включением дросселя. Сравнивая КПД гидропривода показывает, что самый высокий КПД у гидропривода с объёмным регулированием, ниже при дроссельном с параллельным включением дросселя и ещё ниже при дроссельном с последовательным включением дросселя. Но регулируемые гидромашины более дорогостоящие, чем нерегулируемые и поэтому не всегда целесообразны к применению.

Рассмотрению методических аспектов лабораторных исследований в области гидравлических машин и гидравлики посвящена работа Е.П. Барулина,

Е.С. Сливченко, М.И. Кручинина, Т.М. Верениной [19]. Приводит описание лабораторных установок, рассмотрены методики проведения экспериментальных исследований, порядок обработки полученных результатов. Особое внимание уделяет гидравлическим машинам для перекачки жидкостей – насосов и классифицирует их по конструктивным признакам и способу действия.

Фундаментальные труды по системам приводов Т.М. Башты, Н.С. Гамынина, Е.В. Герц, Ю. Иринга, Б.Л. Коробочкина, В.А. Лещенко, Д. Моля, Д.Н. Попова, В.Н. Прокофьева, Ж. Фезандье, Е.М. Хаймовича и других учёных, накопленные ими научные и практические данные в области гидро- и пневмоприводов различных машин и технологического оборудования, позволили построить общую теорию процессов в данных приводах выбрать оптимальные методы расчёта основных параметров и динамических характеристик.

Изложению основ теории гидропривода и пневмопривода посвящена работа К.Л. Навроцкого [60]. Автор использует синтез схем и проектировочных расчётов гидропривода и пневмопривода различных машин и технологического оборудования, анализ данных приводов при помощи математического моделирования и использования ЭВМ. Рассмотрены свойства, структура и внутренние процессы приводов. Дан единый подход к математическому описанию динамики приводов. Обобщены математические модели основных групп приводов. Большое внимание уделяет регулированию приводов, в особенности дроссельному. Дроссели разделяет на два основных типа, конструктивные различия которых приводят к двум различным режимам течения жидкости: ламинарному и турбулентному. Дроссель с ламинарным режимом течения жидкости (ламинарный дроссель), представляет собой длинный канал с относительно малым проходным сечением (цилиндрическая щель, винтовая канавка и др.), зависимость между перепадом давлений и расходом жидкости через ламинарный дроссель близка к линейной. Дроссель с преимущественно турбулентным течением жидкости называется турбулентным дросселем, представляет собой местное сопротивление.

Автор [60] приводит кроме гидравлических расчётов гидроприводов и расчёты энергетические. Они являются предпосылкой экономических расчётов гидроприводов и вследствие того и правильной оценке эффективности и обоснованному выбору гидропривода.

Изучению гидравлических систем и объёмным гидромашинам посвящено учебное пособие М.В. Горбешко [36], в котором даются подробные рекомендации по расчёту характеристик и выбору гидромашин. Излагаются основные сведения об объёмных гидромашинах. Предназначением гидравлических машин является преобразование механической энергии в энергию потока жидкости, которое происходит в рабочих камерах разной формы. Все рабочие камеры, объём которых уменьшается, вытесняют жидкость в отдающую полость, а из приёмной полости жидкость поступает в рабочие камеры, объём которых увеличивается. Все камеры герметично отделены друг от дру-

га и внешней среды. Особое внимание М.В. Горбешко уделяет потерям в гидравлических машинах.

В гидравлике, как и ряде других наук, широкое применение имеет метод моделирования, когда исследуется не само явление или процесс, например поток жидкости и т.д., а его модель, обычно в уменьшенных размерах. Для возможности перенесения результатов эксперимента на модели (например, опытных коэффициентов  $\lambda$ ,  $\xi$  и др.) в натуральный процесс необходимо, чтобы оба процесса были полностью подобны. Кроме исследований основных процессов в гидравлике, режимами движения жидкости и их закономерностями, В.Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Н. Зарья в работе [30,31] занимаются и основами подобия потоков. Подобия делят на три вида, отличающиеся степенью его полноты: геометрическое, кинематическое и динамическое. Отмечает, что два физических процесса подобны в том случае, если сходственные параметры обоих процессов находятся в строго определённых соотношениях, которые для различных параметров процесса количественно различны, но взаимосвязанны.

Также внимание уделяют местным сопротивлениям, где вводят понятие «застойных зон». В местах резкого изменения живого сечения или направления потока происходит отрыв потока от стенок и в этих местах образуются так называемые «застойные» или водоворотные зоны, что и является основным источником местных потерь напора. Потери напора в местных сопротивлениях определяют по формуле[30]:

$$H_m = \xi \frac{v^2}{2g} \quad (1.19)$$

Величина коэффициента местных сопротивлений  $\xi$  зависит главным образом от рода местного сопротивления.

Исследования гидропривода и гидравлических машин занимают особое место в работе В.Г. Гейера[30,31]. Отмечает особые достоинства гидропривода и гидравлических машин:

1. Широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена, что позволяет осуществить рациональный режим работы исполнительных органов машин.
2. Возможность получения характеристик в соответствии с нагрузочными характеристиками машин, что улучшает эксплуатационные качества последних.
3. Высокое быстродействие, так как момент инерции гидродвигателя меньше в несколько раз, чем у равного по мощности электродвигателя.
4. Простота предохранения от перегрузок.
5. Возможность передачи больших сил и мощностей, а также осуществление больших передаточных чисел при относительно небольших размерах и массе гидроустройств.

6. Надёжная смазка трущихся поверхностей, благодаря применению в качестве рабочей жидкости минеральных масел.
7. Простота реверсирования без необходимости изменения направления вращения приводного двигателя, а также возможность получения плавных движений и частых переключений на ходу машины.
8. Простота преобразования одного вида движения в другой и независимость расположения гидравлических устройств в пространстве, что создаёт удобство в общей компоновке машин.
9. Простота управления потоком жидкости, что способствует применению систем автоматического, программного и дистанционного управления.

Отмечает и недостатки гидропривода:

1. Утечки рабочей жидкости через уплотнения и зазоры, что снижает КПД установки и ведёт к загрязнению рабочего места. Для повышения герметичности системы требуется высокая точность и чистота поверхностей сопрягаемых деталей.
2. Нагрев рабочей жидкости, что в ряде случаев требует применения специальных охлаждающих устройств и средств тепловой защиты.
3. Необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости и защиты от проникновения в неё воздуха, воды, и т.д.
4. Пожароопасность в случае применения горючей жидкости.
5. КПД гидropередачи ниже, чем механической.

Таким образом можно утверждать, что при правильном выборе гидросхем и конструкций гидроузлов некоторые из перечисленных недостатков гидропривода возможно устранить или же значительно уменьшить их влияние на работу машин. Тогда преимущества гидропривода становятся столь существенны, что с ними нельзя не считаться при выборе типа привода машин и механизмов.

Исследования дросселей в своих работах [30,31] В.Г. Гейер, как и другие регуляторы, подвергает тщательному анализу. Расход через дроссель любой конструкции определяет по формуле истечения через малые отверстия и щели:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (1.20)$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода( для щелевых и втулочных дросселей  $\mu = 0,64 \div 0,7$ ; для игольчатых  $\mu = 0,75 \div 0,8$ )

$\omega$  - площадь проходного отверстия;  
 $\Delta p$  - перепад давления в дросселе.

Как видно из формулы, расход через дроссель зависит не только от площади проходного отверстия, но и от перепада давления: чем меньше  $\Delta p$ , тем меньше  $Q$ , и наоборот. Так как перепад давления зависит от нагрузки, приложенной к исполнительному органу, при переменной нагрузке нельзя получить с помощью одного дросселя стабильную скорость выходного звена гидродвигателя. Поэтому дроссели применяются только в тех гидроприводах, где не требуется высокая точность регулирования, мало изменяется нагрузка на гидродвигателе или допускается уменьшение скорости его выходного звена при увеличении нагрузки и наоборот, утверждает В.Г. Гейер. Констатирует, что, чем больше отверстие дросселя, тем меньше влияния оказывает облитерация на его пропускную способность. Чем меньше смоченный периметр отверстия, тем меньше сказывается облитерация и вязкость жидкости на расход и тем стабильнее работает дроссель. Поэтому при выборе дросселей рекомендуют ориентироваться на те, у которых гидравлический радиус имеет максимальное значение. Например канавочные дроссели склонны к облитерации, и при малых расходах на их пропускную способность влияет вязкость жидкости, а в щелевом дросселе не возникает облитерации в силу малой толщины стенки. В пластинчатом дросселе на его характеристику влияет облитерация и вязкость жидкости мало. Поэтому щелевые дроссели нашли наибольшее применение на практике.

#### **1.4. Анализ существующего применения гидропривода при разведке и разработке месторождений полезных ископаемых.**

В настоящее время трудно назвать область техники, где бы не использовался гидропривод. Эффективность, большие технические возможности делают его почти универсальным средством при механизации и автоматизации различных технологических процессов. В горной промышленности, в частности, он используется в выемочных комплексах, крепях, комбайнах, экскаваторах, буровых установках, подъемных машинах, конвейерах, горнопроходческих машинах и т.д.

Преимущества гидропривода, по мнению В.Г.Гейера [30,31], в горной промышленности становятся столь существенны, что с ними нельзя не считаться при выборе типа привода машин и механизмов. Одно из основных преимуществ [41-47,56,57] это взрыво-искро безопасность. В условиях горной промышленности это играет немаловажную роль.

Управлению гидроприводом посвящена глава в работе [30] В.Г.Гейера. Циркуляцию жидкости в гидроприводе делит на: - разомкнутую, которая применяется в многодвигательном гидроприводе(в частности гидрокрепях), а также в гидроприводе с гидроцилиндрами и поворотными гидромоторами. - замкнутую, которая, как правило, используется в мощных гидроприводах с гидромотором(в частности, в механизмах подачи комбайнов). В практике часто встречаются смешанные системы циркуляции.

Гидропривод с гидроцилиндрами по характеру управления выходным звеном делит на три группы:

Первая - движение выходного звена происходит без регулирования скорости, а его положение фиксируется только распределителем. К этой группе относятся, например, гидродомкраты, передвижные секции крепи, конвейеры, перегружатели, толкатели и т.д.

Вторая – движение выходного звена происходит без регулирования скорости, но с чёткой фиксацией его положения гидрозамками. Сюда относятся устройства для ориентации корпуса очистного комбайна в пространстве и регулирования исполнительного органа по мощности пласта, устройства для распора проходческого комбайна в выработке, гидравлические стойки крепи и др.

Третья – с регулируемой скоростью движения выходного звена. Сюда относятся гидроприводы проходческих комбайнов и буровых станков для подачи исполнительного органа на забой и др.

Все три группы имеют разомкнутую систему циркуляции рабочей жидкости. В горной промышленности [30] гидропривод с гидромоторами применяется чаще всего для передвижения машин( механизмы подачи угольных комбайнов, предохранительные лебёдки). Система циркуляции, как правило, замкнутая. Управление гидроприводом может быть ручным или автоматическим.

Как отмечает В.Г. Гейер [30] , в горной промышленности, как правило, гидроприводы с гидроцилиндрами имеют дроссельное регулирование, где применяются насосы постоянной подачи, а регулирование скорости выходного звена гидродвигателя осуществляют изменением утечек в гидролинии с помощью дросселя. При этом дроссель может быть установлен последовательно или параллельно.

История развития гидропривода уходит в века, как отмечает Н.С. Гудилин в своей работе [38]. Применение элементов гидропривода, например, насосов, гидродвигателей, трубопроводов известно с древних времён. Вместе с тем, применение в технике гидропривода в современном его понимании, как совокупности устройств для передачи движения машинам посредством жидкости, началось сравнительно недавно.

Известно, например, что в России впервые гидропривод был применён для наводки тяжёлых орудий на военных кораблях в 1888 году.

Начало применения гидропривода в горных машинах по Н.С. Гудилину [38,39] относится к 1933-37 годам. Первыми горными машинами, в которых применялся объёмный гидропривод, были врубовая машина КС ( авторы В.В. Кисин и А.К. Сердюк ) и комбайн С-5 ( автор А.К. Сердюк).

Во врубовой машине КС гидропривод применялся для бесступенчатого изменения скорости резания и автоматического регулирования скорости подачи. В комбайне С-5 был применён гидравлический шагающий механизм подачи.

Гидропривод является одним из видов приводов, применяемых в современной технике. Немаловажным для горных машин преимуществом гидро-

привода является то, что он имеет наибольшую величину отношения максимального развиваемого усилия на гидродвигателе к массе подвижных частей. С увеличением этого отношения увеличивается быстродействие привода. Это преимущество особенно проявляется при больших мощностях привода. Важное преимущество гидропривода в горных машинах заключается в том, что он обладает относительно высокой механической жёсткостью по отношению к нагрузке, обусловленной большим значением модуля упругости рабочей жидкости.

Гидропривод позволяет создавать прогрессивные конструкции горных машин, уменьшить их габариты, повысить долговечность, расширить возможности автоматизации управления. Он обеспечивает возможность создания многоприводных систем, реализации большой мощности в ограниченных габаритах горной машины, больших пусковых моментов при надёжной защите от перегрузки, точное управление скоростями и перемещениями механизмов.

Применение гидропривода в горных машинах и геологоразведочных буровых установках во многом обеспечивает безопасность труда шахтёров и буровиков.

Принципы работы гидравлической аппаратуры станочного оборудования, описание устройств и примеры применения её в гидравлических системах приводятся В.И. Глубоким в работе [32].

Гидравлические системы современных приводов обрабатывающих станков обычно состоят из типового оборудования и функциональных узлов. Вместе с этим, гидравлические системы станков имеют и ряд особенностей, по сравнению с гидравлическими системами в других отраслях. Требуемая сила создаётся регулированием давления системы с помощью установленного в нагнетающей полости клапана. Необходимая скорость движения регулируется за счёт изменения объёма жидкости, питающей гидравлический силовой цилиндр или мотор.

По выполняемым функциям автор [32] разделяет гидроаппаратуру на предохранительную, сливную, подпорную, отсекающую, редуцирующую, стабилизирующую давление, визуального контроля, автоматического воздействия, реверсирования двигателя рабочего органа, регулирования производительности привода и др. Интересной особенностью является использование в качестве регулирующей аппаратуры, кроме дросселей, применение регуляторов расхода. Они предназначены для поддержания заданного значения расхода независимо от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Конструктивно состоит из регулируемого дросселя и клапана. При помощи дросселя управляет расходом рабочей жидкости, а при помощи клапана автоматически обеспечивает постоянный перепад давлений на дросселе.

Станочному гидроприводу также посвящена работа В.К. Свешникова и А.А. Усова [64-66], в ней кроме преимуществ гидропривода указаны и его недостатки, которые ограничивают его использование в станкостроении. Это потери на трение и утечки, снижающие КПД гидропривода и вызывающие

разогрев рабочей жидкости. Попадание воздуха и воды в минеральное масло также резко снижает работоспособность гидросистем. Но заодно, замечают, существуют возможности сведения этих недостатков к минимуму при правильном конструировании, изготовлении и эксплуатации. Подчёркивают наибольшую эффективность применения гидропривода в механизмах с возвратно-поступательным движением рабочего органа. Подробно анализируют работу золотников, распределителей, дросселей, регуляторов расхода и других устройств присутствующих в гидросистеме. Рассматривают три схемы установки дросселя - на входе в гидродвигатель, на выходе и в ответвлении. Внимание уделено основным типам дросселей и их характеристикам, трубопроводам, регуляторам, делителям потока и др. Широко освещают основные принципы проектирования гидросистем, объёмному и дроссельному регулированию, методам управления и контроля. Подробно анализирует работу объёмных гидродвигателей [64]. Гидроцилиндры делит по направлению действия рабочей среды на одностороннего и двухстороннего действия, по конструкции рабочей камеры на поршневые и плунжерные. Основными направлениями развития станочных гидроприводов считает повышение рабочего давления до 20Мпа и выше, повышение надёжности и долговечности. Важнейшими направлениями развития станочного гидропривода считает резкое повышение требований к качеству очистки масла, улучшению энергетических показателей, снижению металлоёмкости, расширению номенклатуры, стандартизация.

Широкое использование гидропривода в станкостроении, отмечает В.К. Свешников [64-66], определяется рядом существенных преимуществ. В современных станках и гибких производственных системах позволяет реализовать множество различных движений при сохранении компактных размеров и простоте конструктивных решений, возможность автоматизировать производственные циклы, модернизировать и унифицировать. К основным преимуществам гидропривода следует относить также достаточно высокое КПД, повышенную жёсткость и долговечность. Кроме этого гидропривод имеет и недостатки, которые ограничивают использование в станкостроении, но это не препятствует оснащать более трети выпускаемых промышленных роботов в мире гидроприводом. При правильном конструировании, изготовлении и эксплуатации гидроприводов их недостатки могут быть сведены к минимуму.

Особенностью гидропривода в станкостроении можно считать частое применение в обеих линиях подключения гидродвигателя специальных двухщелевых дросселей. Тем самым достигается максимальная плавность движения при малых скоростях рабочего органа. Также приводит расчёты дросселей, трубопроводов, гидроцилиндров и другой трубопроводной арматуры, применяемой в гидравлических системах станков.

Основными направлениями в развитии станочных гидроприводов, считает [64-66], кроме вышеупомянутых – роста рабочего давления и повышения надёжности и долговечности и очистки масла, снижение шума и др.

Применение гидропривода в горных машинах и комплексах широко освещается в тематическом сборнике А.Г. Лазуткина [58], Повышение производительности труда немислимо без более широкого применения гидропривода в горной промышленности. Эти меры способствуют также повышению безопасности труда, энерговооружённости горных машин, сохранению или уменьшению их габаритов и массы. Рассчитал энергоэффективность применения гидропривода в горных машинах по сравнению с пневматическими машинами, снабжаемыми сжатым воздухом от компрессора и достиг 80% энерго-экономической эффективности. Разработал типоразмерный ряд гидравлических перфораторов, выемочных машин для добычи крепких минеральных сред, бутобоев для дробления негабаритов и др. Также отмечается использование гидропривода в проходческих машинах, буровых установках, бурильных, дробильно-рыхлительных, уплотняющих машинах горном и строительно-дорожном производстве, металлургии и др.

К.Л. Навроцкий в работе [60] анализирует гидропривод, приводит расчёты гидравлических систем, создаёт методику проектирования гидропривода, занимается применением гидропривода в различных отраслях народного хозяйства. Отмечает широкое применение гидропривода в транспортных, горных, строительных, дорожных, мелиоративных и сельско-хозяйственных, путевых и других машинах, судах, летательных и подводных аппаратах, в обрабатывающих станках, подъёмно-транспортных механических и автоматических линиях на машиностроительных, металлургических, химических и других предприятиях.

Одной из тенденций развития гидропривода является, кроме снижения шума, потерь, металлоёмкости, расширения номенклатуры, унификации и стандартизации, их максимальное упрощение, обеспечивающее снижение стоимости комплектующих и узлов и уменьшение эксплуатационных расходов. Это в ряде случаев достигается применением упрощённых аппаратов, а также обеспечение удобства обслуживания, рекомендуют в своей работе А.А. Усов, В.К. Свешников [68]. Улучшение энергетических показателей стало в последнее время главной задачей в развитии гидропривода. Авторы предлагают, в духе тенденций мирового развития снижение потерь в местных сопротивлениях, новые типы и конструкции трубопроводной аппаратуры.

Основные понятия гидравлики, гидравлические сопротивления, расчёт трубопроводов, гидропривод горных машин, рассмотрены в работе П.В. Ковалева [55]. Ламинарное течение жидкости, отмечает, обычно имеет место в щелевых зазорах, являются элементами гидравлических устройств. Щелевые зазоры - в которых скорость жидкости не достигает значений, вызывающих турбулентность. Различают плоские и кольцевые щелевые зазоры. В то время как при ламинарном движении жидкости потери напора зависят от свойств жидкости и не зависят от материала стенок и характера их обработки, при турбулентном потоке шероховатость стенок существенно влияет на сопротивление движению жидкости, так как способствуют турбулизации потока. Также подробно рассматривает гидравлические местные сопротивления и

приводит их коэффициенты для дальнейших расчётов. Трубопровод с местными сопротивлениями рассчитывает по формуле[55]:

$$\Delta p = \lambda \frac{L_{\text{экв}}}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad (1.21)$$

Где  $L_{\text{экв}}$  - эквивалентная длина трубопровода

$\lambda$  - коэффициент трения

Внимание обращает на гидравлический удар в трубопроводе, как особенно опасному явлению для длинных трубопроводов. Гидравлический удар обусловлен инерционными свойствами жидкости.

Особое внимание уделяет гидроприводу в машинах и механизмах. Приводит структурные схемы гидропривода и гидропередат, анализирует достоинства и недостатки гидропривода, его энергетические параметры. Общий КПД гидропривода представляет по формуле[55]:

$$\eta = \eta_o \eta_m \eta_T \quad (1.22)$$

где  $\eta_o$  - объёмный КПД;  $\eta_m$  - механический КПД;  $\eta_T$  - гидравлический КПД

Рабочую жидкость гидроприводов считает одним из основных элементов, выполняющим функции передачи энергии, смазки трущихся деталей, т.е. обеспечению работоспособности и надёжности работы. К рабочей жидкости гидропривода горных машин предъявляют следующие требования:

1. хорошие смазывающие и устойчивые антикоррозионные свойства с учётом материалов опор и уплотнений гидропривода;
2. инертность по отношению к используемым в гидроприводе материалам, включая металлы, краски, пластмассы и эластичные материалы, и хорошие защитные свойства для защиты материалов от коррозии после слива жидкости;
3. совместимость вязкости жидкости с уплотнительными средствами и зазорами;
4. малое изменение вязкости в широком диапазоне температур и давлений;
5. достаточно широкий диапазон рабочих температур;
6. большой срок службы, устойчивость против окисления, поглощения влаги и воздуха;
7. малая склонность к вспениванию;
8. высокая температура вспышки – огнестойкость и пожароопасность;
9. безопасность в обращении, т.е. жидкость не должна быть токсичной, особенно в распылённом состоянии и при разложении;
10. хорошая теплопроводимость и малая удельная теплоёмкость;

11. отсутствие расслаивания или разложения на отдельные фракции при длительном хранении;
12. низкая стоимость и недефицитность;
13. стабильность свойств при эксплуатации и хранении.

Анализирует влияние плотности, вязкости и сжимаемости на характеристики гидропривода. В качестве рабочей жидкости для гидропривода горных машин широко используются минеральные масла нефтяного происхождения. В гидроприводе механизированных крепей применяются водомасляные эмульсии.

Автор [55] подробно рассматривает каждый элемент трубопровода в отдельности, с приведёнными расчётами, графиками, таблицами.

### **1.5. Анализ современного состояния изучения механизма подачи гидрофицированных геологоразведочных буровых установок.**

В буровом машиностроении гидропривод находит всё более широкое применение. Он позволяет упростить кинематику, повысить её надёжность, а также уровень автоматизации процесса бурения. Как отмечает в своей работе А.М. Ушаков [69], гидропривод является совокупностью гидравлических устройств, предназначенных для приведения в движение исполнительных механизмов буровых установок или станков посредством рабочей жидкости под давлением. Ряд существенных преимуществ гидропривода обуславливает его применение в буровом машиностроении. Возможность получения больших усилий при ограниченных размерах силовых исполнительных механизмов, обеспечение необходимой плавности движения и широкий диапазон бесступенчатого регулирования как по скорости движения исполнительного механизма, так и по развиваемому усилию является преимуществом при их применении, вместе с тем гидропривод позволяет надёжно защищать исполнительные механизмы от перегрузок. Гидроцилиндры, отличающиеся простотой конструкции, долговечностью, высоким КПД, применяемые в гидроприводах буровых установок, позволяют получить прямолинейное движение без каких либо преобразований. Недостатки гидропривода, как внутренние и внешние утечки, не снижают достоинств в эксплуатации и заставляют повышать технический уровень и культуру обслуживания гидропривода буровых установок и станков. В своих работах А.М. Ушаков [69,70] подробно анализирует работу гидросистем разных буровых установок, их отдельные элементы и узлы, их назначение и принцип работы. Например регулятор подачи клапанного типа в станке СКБ-4, предназначенный для поддержания оптимальной механической скорости бурения, золотники, и другую регулирующую и прочую гидравлическую аппаратуру, которая создаёт

местные сопротивления и, тем самым изменения в характере движения рабочей жидкости. Приводит несколько упрощённые формулы и расчёты гидросистем буровых станков. Подробно описывает гидравлическую схему каждого бурового станка из типового ряда СКБ, приводит инструкции по порядку регулировки и настройки золотников. Буровые установки УКБ отличаются тем, что разработка всего оборудования, входящего в установку, велась комплексно, с учётом всех современных требований эргономики и техники безопасности. В комплект буровой установки УКБ входит буровой станок СКБ, укрытие, шасси, насосная установка, буровая мачта, трубооборот, контрольно-измерительные приборы.

Гидравлическая система бурового станка СКБ позволяет выполнять следующие операции, применяющиеся в технологическом процессе бурения скважин:

- а) подъём, остановка и опускание шпинделя вращателя с буровым снарядом или без него в пределах рабочего хода гидроцилиндров подачи;
- б) рабочая подача бурового снаряда при бурении;
- в) определение массы бурового снаряда и установка необходимой осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент с возможностью контроля этой величины по указателю нагрузки;
- г) расхаживание бурового снаряда в скважине;
- д) перемещение бурового станка к скважине или от скважины с автоматическим закреплением(стопорением) его на раме в крайних или промежуточных положениях;
- е) автоматический или ручной перехват бурового снаряда в процессе бурения без остановки вращателя;
- ж) обратный перехват бурового снаряда.

Управление гидропатронами, гидроцилиндрами подачи и перемещения станка осуществляется с выносного пульта.

Анализируя конструктивные особенности и области применения многофункциональных буровых агрегатов О.Д. Алимов [3] рекомендует их применять для подземных выработок малого сечения. Рассмотрел результаты опытно-промышленной эксплуатации автономных буровых агрегатов «Аска-теш» при разведке и разработке месторождений облицовочного камня. Автором представлены результаты исследований и создания технических средств для бурения и разделения блоков прочных горных пород. Представлены методика и результаты анализа наиболее распространённых схем гидравлических механизмов. Выявлены схемы, наиболее предпочтительные для реализации в буровых, бурильных и отбойных машинах с точки зрения обеспечения их высокого КПД и минимальных размеров. Приводятся результаты исследований в области буровой техники, реализованные в конструкциях многофункционального бурового агрегата для выработок малого сечения.

Работе гидрофицированных буровых установок, бурильных и отбойных молотков посвящена работа [37] В.Ф. Горбунова, Д.Н. Ешуткина, Г.Г. Пивень, Г.С. Тен. В ней отмечается востребованность в горнодобывающей и строительной промышленности создания машин с улучшенными энергетиче-

скими характеристиками. Рассмотрены области и особенности их применения на различных технологических операциях. Также занимаются вопросами моделирования динамики гидравлических механизмов на ПЭВМ.

Л.Г. Буркин, А.А. Галиопа, Э.К. Егоров, Л.Л. Москалёв, Ю.А. Яковлев [22] по целевому назначению геологоразведочных скважин, а также разнообразию геологических и географо-климатических условий, предъявляют при конструировании бурового оборудования определённые и в то же время весьма разнообразные требования, которым не всегда отвечают буровые станки, созданные по традиционной схеме. Эти станки, утверждая, несмотря на их широкое распространение, имеют ряд недостатков, дискретное(ступенчатое) регулирование чисел оборотов бурового снаряда, недостаточную величину хода вращателя, низкую мобильность с большими затратами на монтаж-демонтаж, сложность управления и обслуживания, трудность обеспечения комплексной механизации и автоматизации основных и вспомогательных процессов бурения. Эти обстоятельства явились причиной всё более растущего внимания к разработке принципиально новых буровых установок, каковыми считают гидрофицированные буровые установки с подвижным вращателем, призванных исключить эти недостатки и обеспечить дальнейший рост производительности бурения. По их мнению, гидрофицированные буровые установки, а, в частности, с подвижным вращателем, являются в настоящее время наиболее перспективными для бурения скважин на твёрдые полезные ископаемые.

Н.А. Гукасов, А.М. Кочнев [40] исследуют потери давления в различных звеньях циркуляционной системы при бурении разведочных скважин. Анализируют и определяют гидравлические параметры циркуляционной системы скважин. Приводят расчёты в системе промывки скважин. Определяют и подкрепляют формулами потери давления в кольцевом затрубном зазоре, потери давления в колонне буровых труб, местные сопротивления.

В работе У.С. Булгакова [21] приведены расчётные зависимости гидравлических подъёмных устройств и механизмов подачи. Даны основные положения по рациональному выбору их параметров. Под характеристикой механизма подачи понимается зависимость изменения скорости перемещения подвижных элементов вращателя во времени при постоянном значении начальной заданной величины усилия подачи и переменной буримости горных пород. Выделяет пять основных типов механизмов подачи: реечно-шестерёнчатый, винтовой, гидравлический поршневой, канатный или цепной, рычажно – шарнирный. Отмечает наибольшее распространение гидравлических механизмов подачи в современных станках, остальные встречаются реже. Гидравлическая подача используется в основном при бурении твёрдых горных пород. Преимущественное распространение получили двухцилиндровые механизмы подачи с подвижными поршнями, штоки которых связаны общей траверсой и она со шпинделем, через который с помощью зажимных патронов передаётся усилие на бурильную колонну. В зависимости от способа регулирования гидравлические механизмы подачи делит [21] на две группы: с дросселем на линии нагнетания и дросселем на линии слива.

Доказано, что если правильно выбрать максимально допустимую величину углубки алмазной коронки за один оборот, то можно значительно увеличить срок её службы. Для алмазной коронки важно, чтобы глубина внедрения алмазов в породу не превысила критической величины, при которой ещё существуют условия для нормального выноса шлама из под торца коронки и охлаждения алмазов. В работе И.П. Ганина [28] рекомендовано, чтобы исключить нежелательных режимов работы алмазных коронок, скорость подачи породоразрушающего инструмента на забой в некоторых случаях ограничивать. Однако в буровых станках типа ЗИФ-650 и СКБ-5 режим постоянной скорости подачи достичь сложно в силу конструктивных особенностей гидравлических механизмов подачи. В результате анализа недостатков гидравлических схем, применяемых в буровых станках, автор [28,29] решил устанавливать на линии слива регулятор потока, похожий на автоматические регуляторы, применяемые в металлообрабатывающих станках, обеспечивающий стабильную скорость подачи, независимо от колебаний нагрузки. В конструкцию автоматического регулятора входят стандартный регулятор потока и гидравлическая перепускная система, необходимая для перенаправления потока рабочей жидкости в обход регулятора потока при перехвате ведущей трубы. Достигнутые результаты говорят о стабилизации режима работы бурового снаряда за счёт правильного выбора скорости его подачи на забой в процессе бурения и поддержание её при помощи автоматического регулятора. В работе [29] И.П. Ганин проводит аналитическое исследование процесса зашламования алмазной коронки. В результате исследований достигнуты данные, которые оправдали решение сконструировать автоматический регулятор потока и внедрить его в эксплуатацию.

Отдельно надо обратить внимание на исследования местных сопротивлений в работе В.В. Куликова [56,57] и исследованию В.В. Куликова и С.Завацки [57], в которых кроме линейной и квадратичной областей сопротивлений гидросистем буровых установок, рассматривается и доквadraticная область, что имеет большое практическое значение в дальнейшем проектировании гидросистем буровых станков. В.В. Куликов приводит для доквadraticной области формулу для расчёта местных потерь давления на трение, Па:

$$P_{л} = f ( L; v^a; Q^a; \frac{1}{d_3^b}; K_3^c; \frac{1}{Re^c}; \mu^c ), \quad (1.23)$$

где  $1,75 < a < 2$ ;  $4,75 < b < 5,25$ ;  $0 < c < 0,25$ ;

Для определения режима течения жидкости следует рассчитать величину числа Рейнольдса [56]:

$$Re = \frac{M \cdot d_3}{f(\mu + \frac{\tau_0 \cdot d_3}{6\nu})} \quad (1.24)$$

где  $M$  – массовый расход жидкости, кг/с;  $d_{\text{экв}}$  – эквивалентный диаметр потока, м;

$v$  – средняя скорость течения потока, м/с;  $f$  – площадь поперечного сечения потока, м<sup>2</sup>;

$\mu$  – абсолютная вязкость, Па.с;  $\tau_0$  – начальное напряжение сдвига, Па.

Управлением режима подачи посвящена работа В.Г. Кардыша [48], а также А.С. Окмянского [61]. Одним из важнейших показателей, характеризующих эффективность бурения, считают углубку скважины за один оборот породоразрушающего инструмента. Рассматривают условия бурения высокооборотными буровыми установками. В качестве породоразрушающего инструмента применяют алмазные коронки. Ранее авторы отмечали, что величина углубки за один оборот должна быть использована в качестве одного из критериев управления процессом бурения, и по видимому, может быть положена в основу его автоматизации. В результате анализа гидравлических схем современных буровых установок, авторами составлена классификация способов регулирования подачи бурового снаряда, по которой их делят на четыре группы. Таким образом при использовании механизмов подачи I и II типов схем с дросселем на сливе из нижней полости гидроцилиндров осевая нагрузка автоматически снижается в более мягких породах и повышается в более твёрдых породах. При использовании на сливе из нижней полости цилиндров напорного золотника – III тип схемы – давление в ней сохраняется постоянным, независимо от скорости подачи. Такая схема упрощает регулирование осевой нагрузки редукционным клапаном и позволяет поддерживать её на заданном уровне независимо от скорости бурения, она обеспечивает ведение бурения с постоянной нагрузкой, однако затрудняет поддержание необходимой механической скорости. Схема IV типа с регулятором скорости подачи на сливе из нижней полости цилиндров гарантирует строго заданную скорость независимо от буримости горных пород.

Преимуществам использования регулятора скорости подачи в гидравлических механизмах подачи посвящена и его работа [50], Регулятор скорости подачи помогает решать проблему обеспечения стабильности режима подачи бурового снаряда по мере разрушения породы. Поддержания её в трудных условиях изменчивости физико-механических свойств породы, наличия между механизмом подачи и породоразрушающим инструментом гибкой бурильной колонны, во время вращения и влияния продольных крутильных колебаний. Следовательно, должен обеспечить предельную скорость подачи по формуле[50]:

$$v = \frac{\Delta v n}{60 \cdot 1000} = 1,67 \cdot 10^{-3} \Delta v n \quad (1.25)$$

где  $\Delta v$  – углубление за один оборот, мм/об;  $n$  – частота вращения, об/мин.

Зарубежные специалисты также считают, что основным критерием при регулировании режима подачи является скорость. Вместе с тем, скорость поступательного перемещения породоразрушающего инструмента, должна со-

ответствовать рациональному углублению скважины за один оборот снаряда. Недостаточная скорость подачи будет приводить к нарушению контакта резца с породой по мере разрушения последней, излишняя, приведёт к перегрузке режущих элементов и их чрезмерному внедрению в породу. По мнению автора [50], следует стремиться к такому положению, когда произвольное значений нерегулируемых составляющих нагрузки на породоразрушающий инструмент компенсировалось бы изменением усилия и скорости подачи, что может быть достигнуто при наличии в системе привода подачи буровых станков, специальных регуляторов скорости. Таким является, например, дроссель на линии слива рабочей жидкости из гидроцилиндра подачи. Опыты автора [50] доказали, что регулятор скорости подачи, при переходе из твёрдой породы в мягкую, и наоборот, или в случае попадания в трещины и каверны, через 20-30 секунд обеспечивал стабилизацию скорости подачи, что снижало или полностью прекращало вибрации. В стендовых и производственных условиях осуществлялась эксплуатация станков ЗИФ, БСК и УКБ, снабженных регулятором скорости подачи.

Регулированию жёсткости характеристики гидравлического механизма подачи с последовательно включённым дросселем посвятил А.Н. Кирсанов свою работу [53]. Отмечает, что жёсткость характеристики гидравлического механизма подачи зависит от начальных параметров режима его работы: усилий разгрузки и нагрузки, механической скорости бурения. Определяющую роль играет величина усилия разгрузки последовательно включённым дросселем, изменением которой можно в широких пределах регулировать темп нагрузки на породоразрушающий инструмент. Реализация режима бурения с достаточно стабильной подачей возможна в условиях, когда на буровой снаряд передаётся осевая нагрузка, существенно превышающая номинальную. В условиях бурения алмазными коронками в станках с гидравлическими механизмами подачи простым и надёжным средством стабилизации скорости углубки считает регуляторы скорости, а также включённые последовательно с гидроцилиндрами регулируемые дроссели. Механизм подачи с последовательно включённым дросселем работает всегда в режиме разгрузки.

В.Г. Кардыш, Б.В. Мурзаков, А.С. Окмянский [52] изучали зарубежный опыт использования гидравлических механизмов подачи, технологии и конструктивные особенности современных гидрофицированных буровых установок. Приводят основные параметры и технические характеристики буровых установок, выпускаемых ведущими фирмами США, Канады, Великобритании, Швеции, Германии, Бельгии, Австралии и др. Особое внимание уделено характеристике применяемых гидросистем, описанию методов унификации бурового оборудования. Среди высокооборотных низкомоментных установок для алмазного бурения приводят: Craelius, Hagby Bruk (Швеция), Diamant Boart (Бельгия), Smith and Sons, Boyles Bros (Канада), Longyear (США). У фирмы Craelius привод подвижного вращателя осуществляется от регулируемого гидромотора, обеспечивающего автоматическое изменение частоты вращения в зависимости от крутящего момента и работу в режиме

полного использования мощности привода. Boyles Bros известна своими буровыми установками для бурения скважин в подземных горных выработках на распорных колонках. Установки фирмы Longyear регулируют скорость подачи установленным на сливе из нижней полости гидроцилиндров регулятора скорости. Особенностью этих установок является замкнутая схема циркуляции для привода вращателя и лебёдок, редко встречающаяся в буровом оборудовании.

В числе низкооборотных гидрофицированных буровых установок, предназначенных, в основном, для бурения гидрогеологических и инженерно-геологических и других скважин шнеками, шарошечными долотами и твёрдосплавными коронками. Основные буровые установки в ФРГ – Wirth, Salzgitter, Bomag и др. В США – Acker Drill, Soiltest и др. В Канаде – Drill System. В Японии – Koken Boring, Tone Boring. В Швеции – Atlas Copco. Все установки приспособлены на возможность применения снарядов со съёмным кернаприёмником.

В работе [51] эти же авторы рассматривают зарубежные современные буровые установки для бурения на нефть и газ. В табличном виде приводят большое количество установок с характеристиками способов бурения, глубины и диаметра бурения, скоростью вращения, тип подачи, ход подачи и др.

Преимуществам гидравлических поршневых механизмов подачи, как наиболее полно отвечающих требованиям, предъявляемым к механизмам подачи буровых станков, посвящена работа [54] авторов А.Н. Кирсанов, В.П. Зиненко, В.Г. Кардыш. Отмечают, что все отечественные и большинство зарубежных станков со шпиндельными и подвижными вращателями, а также лёгкие установки с роторными вращателями имеют гидравлическую поршневую подачу.

В зависимости от способа регулирования подачи гидравлические поршневые механизмы подачи делят на две группы:

- с дросселем на линии нагнетания
- с дросселем на линии нагнетания и слива или только с дросселем на линии слива.

С соответствующими расчётами, схемами, формулами.

Для схемы с дросселем на линии нагнетания осевую нагрузку при бурении с догрузкой рассчитывают по формуле[54]:

$$C_{oc} = Q_{oc} + A \left( 1 - \frac{v}{v_H} \right)^2 \quad (1.26)$$

При постоянном положении дросселя:

$$\frac{\rho F_B^3 v_H^2}{2\mu^2 f_1^2} = A = \text{const}$$

где  $Q_{oc}$  - осевая составляющая веса инструмента и шпинделя с учётом сил сопротивления;  $\rho$  - плотность рабочей жидкости;  $\mu$  - коэффициент расхода че-

рез дроссель;  $f_1$  - площадь проходного сечения дросселя;  $F_B$  - рабочая площадь верхней полости цилиндра;  $v_H$  - максимальная скорость подачи вниз.

При бурении с разгрузкой нагнетательная линия соединяется с нижней полостью гидроцилиндра, а верхняя со сбросовой линией.

$$C_{oc} = Q_{oc} - B(1 + \frac{v}{v_B})^2 \quad (1.27)$$

Здесь  $B = \frac{\rho F_H^3 v_B^2}{2\mu^2 f_1^2} = \text{const}$

Для схемы с дросселем на линии слива при бурении с разгрузкой осевую нагрузку находят по формуле:

$$C_{oc} = Q_{oc} + A(1 - \frac{v}{v_H})^2 - Bv^2 \quad (1.28)$$

где  $B = \frac{\rho F_H^3}{2\mu^2 f_c^2}$

где  $f_c$  - площадь сечения щели дросселя на линии слива.

Как следует из этого выражения, гидравлический механизм подачи с дросселем на сливе, в котором усилие разгрузки зависит от квадрата механической скорости бурения, характеризуется интенсивным изменением осевой нагрузки при изменении скорости бурения и поэтому обеспечивает более стабильную скорость подачи в неоднородных, трещиноватых и перемежающихся по твёрдости породах. Расчёты показали, что рост скорости бурения уменьшает усилие догрузки и одновременно увеличивает усилие разгрузки. Уменьшение скорости бурения приводит к одновременному возрастанию усилия догрузки и снижению усилия разгрузки. Но недостатком этой схемы, отмечает автор [54], является то обстоятельство, что когда при прекращении углубления скважины в результате самозаклинивания керна или выхода из строя резцов породоразрушающего инструмента, происходит быстрое уменьшение усилия разгрузки, в следствие чего на колонну бурильных труб и породоразрушающий инструмент будет передаваться полное усилие, действующее на поршни сверху. Его надо ограничить величинами, безопасными для прочности бурильной колонны и породоразрушающий инструмент, что исключает возможность создания в нижних полостях цилиндров значительных избыточных давлений, при которых достигается лучшая стабилизация скорости подачи.

Для устранения этого недостатка, авторы [54] рекомендуют в линии слива перед дросселем устанавливать регулируемый напорный золотник. При его наличии течение масла через дроссель возможно в том случае, когда давление в нижних полостях цилиндров подачи равно заданному или превышает его.

Таким образом, анализ гидравлических поршневых механизмов подачи показывает, что наиболее полно требованиям технологии бурения отвечает система подачи с дросселем и напорным золотником на линии слива, имеющая следующие преимущества:

- стабилизирует скорость подачи, особенно при бурении трещиноватых, неоднородных горных пород,
- обеспечивает требуемый темп изменения осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент по мере его износа.
- даёт возможность регулирования максимального усилия, передаваемого на коронку и колонну бурильных труб.

Такие же результаты и соответствующие выводы приводит В.Г. Кардыш в работе [48] посвящённой этой теме. Подтверждает те же закономерности взаимосвязи механической скорости бурения и осевой нагрузки. Для решения недостатков системы с дросселем на линии слива, при затуплении резцов коронки или при заклинивании керна, и тем самым, чрезмерном возрастании усилия на бурильную колонну и породоразрушающий инструмент, предлагается использовать регулятор скорости подачи, в отличие от применения напорного золотника в работе А.Н. Кирсанова [54]. Исследования проводились в производственных условиях на станках типа ЗИФ, БСК, СКБ, снабжённых регулятором скорости подачи. Установлено, что в случае перехода с обычного режима подачи при алмазном бурении на работу с регулятором скорости подачи без изменения осевой нагрузки и частоты вращения, отмечено снижение мощности на забое, а следовательно, и крутящего момента на 30-40%. Это обусловлено поддержанием рациональной скорости углубки, которая исключает излишнее внедрение алмазов, появление сил трения между матрицей и породой, возникновение вибраций и предприжоговых явлений. Такой эффект имеет большое значение и с точки зрения более рационального использования мощности в буровых установках. Рекомендует при работе с регулятором скорости учитывать особенности бурения горизонтальных и восстающих скважин, когда вес буровой колонны не участвует в создании осевой нагрузки, либо уменьшает её значение. Регулятор скорости характеризует как самонастраивающуюся систему управления осевой нагрузкой и скоростью подачи. Отмечает, что в перспективе, в станках с гидроприводом вращателя система управления процессом бурения по углубке за один оборот с помощью регулятора скорости может быть автоматизирована.

В отличие от этого мнения, именно установку на линии слива перед дросселем регулируемого напорного золотника, считает Е.С. Булгаков [21], наиболее целесообразной и полностью отвечающей требованиям технологии бурения.

## **1.6. Основные цели и задачи исследований.**

Основная цель данной работы состоит в повышении эффективности бурения геологоразведочных скважин за счёт разработки научных основ модернизации гидравлических механизмов подачи буровых установок.

Для достижения поставленной цели в процессе научных исследований необходимо решить следующие задачи:

- 1) Провести анализ ранее проведённых работ и исследований изучающих работу механизма подачи гидрофицированных буровых установок, учесть их заключения и выводы;
- 2) Провести анализ и исследование работы гидравлических механизмов подачи буровых установок с учётом собственных соображений и выражений к классической трактовке работы механизмов подачи буровых установок;
- 3) Разработка методики проведения исследований и измерений параметров работы гидравлических механизмов подачи буровых установок с учётом новых подходов к изучению этой проблемы;
- 4) Теоретическое обоснование предлагаемых исследований работы гидравлических механизмов подачи буровых установок;
- 5) Разработка рекомендаций по внедрению и применению достигнутых результатов исследований.

Идея работы заключается в определении алгоритма работы гидравлического механизма подачи буровой установки во всех интервалах диапазона его работы и в учёте и применении его в процессе бурения геологоразведочных скважин.

Для решения поставленных задач рекомендуется использовать методику исследований, заключающуюся в комплексных исследованиях, включающих: 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 происходящих при движении рабочей гидравлической жидкости через местные гидравлические сопротивления.

## **1.7. Основные выводы и рекомендации по главе.**

Из вышеизложенного обзора и анализа можно сделать следующие выводы и заключения:

- а) Имеющиеся традиционные решения не учитывают все возможные области гидравлических сопротивлений дросселей, систем механизмов подачи буровых установок, тем самым применение других, более подходящих способов

регулирования параметров работы гидравлического механизма подачи и более соответствующих конструкций регулирующей аппаратуры.

б) При расчётах гидравлических характеристик механизмов подачи не учитываются все параметры местных сопротивлений (степень сжатия потока, коэффициент сжатия струи, коэффициент расхода жидкости через дроссель и др.), оказывающих влияние на характер течения рабочей жидкости в гидросистеме механизма подачи буровой установки и от этого зависящего выбора регулирования параметров процесса бурения.

с) Существующая технология бурения геологоразведочных скважин гидрофицированными буровыми установками не учитывает экологический фактор внешних утечек при загрязнении окружающей среды.

д) Традиционно в отечественной и зарубежной практике основным критерием при регулировании режима подачи считается механическая скорость бурения. Более целесообразным является углубка за оборот, позволяющая достичь более высоких результатов с меньшими затратами как энергетическими, так и материальными и хронометрическими, в силу уменьшения аварийности, простоев и увеличения проходки на породоразрушающий инструмент.

е) В существующих расчётах гидросистем буровых установок не учитывается фактор влияния КПД насоса и гидродвигателя, оказывающего существенное влияние на характеристики работы гидравлического механизма подачи буровой установки.

ф) Существенным упущением классических расчётов гидравлических механизмов подачи буровых установок является неучитывание частоты вращения породоразрушающего инструмента и углубки за один оборот бурового снаряда.

На основе изложенных выводов и заключений рекомендуется:

- дать более точные и полные расчёты всех параметров местных сопротивлений гидравлических механизмов подачи геологоразведочных буровых установок.

- учесть недостатки управления режимами работы гидравлических систем буровых станков и свести их к минимуму.

- использовать зарубежные достижения при решении проблем охраны окружающей среды, возникающих при бурении гидрофицированными буровыми установками и передовой отечественный опыт.

- учитывать все не применяющиеся до сих пор параметры (КПД гидродвигателя и насоса, углубка за один оборот, частота вращения бурового снаряда и др.) при расчётах гидравлических механизмов подачи буровых установок с целью получения объективных данных, позволяющих более точно управлять процессом бурения скважин.

## II глава

### УПРАВЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ МЕХАНИЗМОМ ПОДАЧИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК ПРИ РАЗНЫХ СХЕМАХ ПОДКЛЮЧЕНИЯ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ

При разработке технологии бурения скважин с учётом характеристик работы механизма подачи буровой установки предъявляют, как было приведено выше, требования к механизмам подачи буровых установок, такие как – возможность оперативного управления механизмом подачи, обеспечение плавности работы исполнительных механизмов, точность измерения параметров работы и точность управления механизмом подачи, широкий интервал регулирования параметров бурения, возможность поддержания  $C_{oc} = const$ , возможность поддержания  $h_{106} = const$  или их оперативное регулирование и др. Для выполнения этих требований и осуществления изменений параметров бурения применяются различные способы регулирования объёмных гидropередач.

#### 2.1. Дроссельное регулирование объёмных гидropередач

Объёмные гидropередачи можно регулировать различными способами [23; 30]. Наибольшее распространение в настоящее время имеют дроссельный и объёмный способы регулирования. Объёмный способ регулирования заключается в изменении рабочего объёма (производительности, расхода, подачи) регулируемого насоса, регулируемого гидродвигателя или, одновременно, и насоса, и гидродвигателя. Дроссельный способ регулирования заключается в частичном сбросе рабочей жидкости на слив через регулируемое местное гидравлическое сопротивление – гидравлический дроссель – при работающих нерегулируемых насосе и гидродвигателе.

При дроссельном регулировании применяется незамкнутая схема циркуляции рабочей жидкости. Основные типы гидравлических дросселей – игольчатые, щелевые и втулочные. Зависимость объёмного расход рабочей жидкости  $Q_{др}$ , протекающей через гидравлический дроссель любой конструкции, от потери давления в нём, в соответствии с работами [21; 30; 48 – 55] рекомендуется определять по формуле истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке:

$$Q_{др} = \mu_{др} \cdot f_{др} \cdot (2 \cdot P_{др} / \rho)^{0,5}, \quad (2.1)$$

где  $Q_{др}$  – объёмный расход жидкости через гидравлический дроссель;  $\mu_{др}$  – коэффициент расхода жидкости через гидравлический дроссель [30]:  $\mu_{др} = 0,75 - 0,8$  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.

$$f_{др} = \pi \cdot d_{эдр}^2 / 4, \quad (2.2)$$

где  $d_{эдр}$  – эквивалентный диаметр проходного отверстия гидравлического дросселя.

В формуле (2.2) под эквивалентным диаметром  $d_{эдр}$  понимают диаметр такого воображаемого круглого отверстия диаметром  $d$ , потеря давления при движении рабочей жидкости через которое та же, что и при движении через реальное проходное отверстие гидравлического дросселя [8; 56].

Если реальное проходное отверстие гидравлического дросселя имеет круглую форму, то

$$d_{эдр} = d. \quad (2.3)$$

Для проходного отверстия гидравлического дросселя кольцевой формы с диаметрами  $D$  и  $d$  можно условно, с достаточной для практических расчётов точностью, принять [8; 56]:

$$d_{эдр} = D - d. \quad (2.4)$$

Следует отметить, что понятие эквивалентного диаметра отверстия самостоятельного физического смысла не имеет, однако, позволяет существенно упростить выполнение расчётов [56].

$$Q_{др} = v_{др} \cdot f_{др} = M_{др} / \rho, \quad (2.5)$$

где  $v_{др}$  – скорость движения жидкости в дроссельной щели;  $M_{др}$  – массовый расход жидкости через гидравлический дроссель.

Решая совместно (2.1), (2.2) и (2.5), получим [41-47, 56, 57]:

$$P_{др} = \rho \cdot v_{др}^2 / (2 \cdot \mu_{др}^2) = 8 \cdot \rho \cdot Q_{др}^2 / (\mu_{др} \cdot \pi^2 \cdot d_{эдр}^4) = 8 \cdot M_{др}^2 / (\rho \cdot \mu_{др} \cdot \pi^2 \cdot d_{эдр}^4). \quad (2.6)$$

Работа маслонасоса и работа гидродвигателя в системе гидравлического привода буровой установки характеризуются следующими параметрами [23; 30; 56]:

$$Q_{нт} > Q_{н}, \quad (2.7)$$

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

$$Q_n = Q_{нт} \cdot \eta_{но}, \quad (2.8)$$

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

$$(N_{вх} = N_n) > (N_{вых} = N_{п}), \quad (2.9)$$

где  $(N_{вх} = N_n)$  – мощность, потребляемая насосом (мощность при входе в насос  $N_{вх}$ , или мощность двигателя насоса  $N_n$ );  $(N_{вых} = N_{п})$  – мощность потока жидкости при выходе из насоса  $N_{вых}$ , или полезная мощность  $N_{п}$  [30; 56].

$$N_{вых} / N_{вх} = N_{п} / N_n = \eta_n, \quad (2.10)$$

где  $\eta_n$  – полный КПД насоса.

$$\eta_n = \eta_{но} \cdot \eta_{нг} \cdot \eta_{нм}, \quad (2.11)$$

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

Для маслонасосов можно принять  $\eta_{но} \approx 0,98 - 0,99$ ;  $\eta_{нг} \approx 1$ ;  $\eta_{нм} \approx 0,85 - 0,95$  [30].

$$N_{п} = P_n \cdot Q_n = P_n \cdot M_n / \rho, \quad (2.12)$$

где  $P_n$  – давление, развиваемое насосом;  $Q_n$ ,  $M_n$  – объёмная и массовая подача насоса соответственно.

Тогда

$$N_n = P_n \cdot Q_n / \eta_n = P_n \cdot M_n / (\rho \cdot \eta_n). \quad (2.13)$$

$$Q_d > Q_{дф}, \quad (2.14)$$

где  $Q_d$  – объёмный расход жидкости, подведённой к гидродвигателю;  $Q_{дф}$  – фактическое (полезно используемое) значение объёмного расхода.

$$Q_d = Q_{дф} / \eta_{до}, \quad (2.15)$$

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

$$(N_{\text{вх}} = N_{\text{д}}) > (N_{\text{вых}} = N_{\text{п}}), \quad (2.16)$$

где  $(N_{\text{вх}} = N_{\text{д}})$  – мощность, потребляемая гидродвигателем  $N_{\text{д}}$ , или мощность потока жидкости при входе в гидродвигатель  $N_{\text{вх}}$ ;  $(N_{\text{вых}} = N_{\text{п}})$  – мощность при выходе из гидродвигателя  $N_{\text{вых}}$  (мощность на выходном валу гидродвигателя, или полезная мощность  $N_{\text{п}}$ ) [23].

$$N_{\text{вых}} / N_{\text{вх}} = N_{\text{п}} / N_{\text{д}} = \eta_{\text{д}}, \quad (2.17)$$

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

$$\eta_{\text{д}} = \eta_{\text{до}} \cdot \eta_{\text{дг}} \cdot \eta_{\text{дм}}, \quad (2.18)$$

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).

Для гидродвигателей можно принять  $\eta_{\text{до}} \approx 0,98 - 0,99$ ;  $\eta_{\text{дг}} \approx 1$ ;  $\eta_{\text{дм}} \approx 0,85 - 0,95$  [30].

$$N_{\text{д}} = P_{\text{д}} \cdot Q_{\text{д}} = P_{\text{д}} \cdot M_{\text{д}} / \rho, \quad (2.19)$$

где  $P_{\text{д}}$  – избыточное давление при входе в гидродвигатель;  $Q_{\text{д}}$ ,  $M_{\text{д}}$  – объёмный и массовый расход жидкости, подведённой к гидродвигателю, соответственно.

Тогда

$$N_{\text{п}} = P_{\text{д}} \cdot Q_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{д}} = P_{\text{д}} \cdot M_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{д}} / \rho. \quad (2.20)$$

## 2.2. Регулирование механизма подачи при параллельном гидравлическому цилиндру подключении дросселя и предохранительного клапана

Рассмотрим принципиальную схему параллельного гидроцилиндру (гидродвигателю) подключения гидравлического дросселя механизма подачи и предохранительного клапана, как одну из основных схем [21; 48 – 54; 69], применяемых при бурении скважин на современных буровых установках (рис.2.1).

$$C_{\text{ос}} = G_{\text{ос}} + G_{\text{п1}}, \quad (2.21)$$

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 гидродвигателя в буровом сальнике (определяется с помощью механизма подачи путём взвешивания бурового снаряда);  $G_{п1}$  – усилие, сообщаемое буровому снаряду механизмом подачи при параллельном гидроцилиндре (гидродвигателю) подключении гидравлического дросселя.

В соответствии с рис. 2.1 и формулами (2.18) и (2.20):

$$G_{п1} = (P_{в} \cdot f_{в} - P_{н} \cdot f_{н}) \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм}, \quad (2.22)$$

где  $P_{в}$ ,  $P_{н}$  – избыточное давление рабочей жидкости в верхних и нижних полостях гидроцилиндров соответственно;  $f_{в}$  – разница площадей поперечных сечений поршня и штока поршня;  $f_{н}$  – площадь поперечного сечения вытеснителя рабочей жидкости (поршня);  $m$  – число параллельно работающих гидроцилиндров механизма подачи буровой установки, как правило,  $m = 2$ .

$$f_{в} = f_{п} - f_{ш} = (\pi/4) \cdot (D_{п}^2 - d_{ш}^2), \quad (2.23)$$

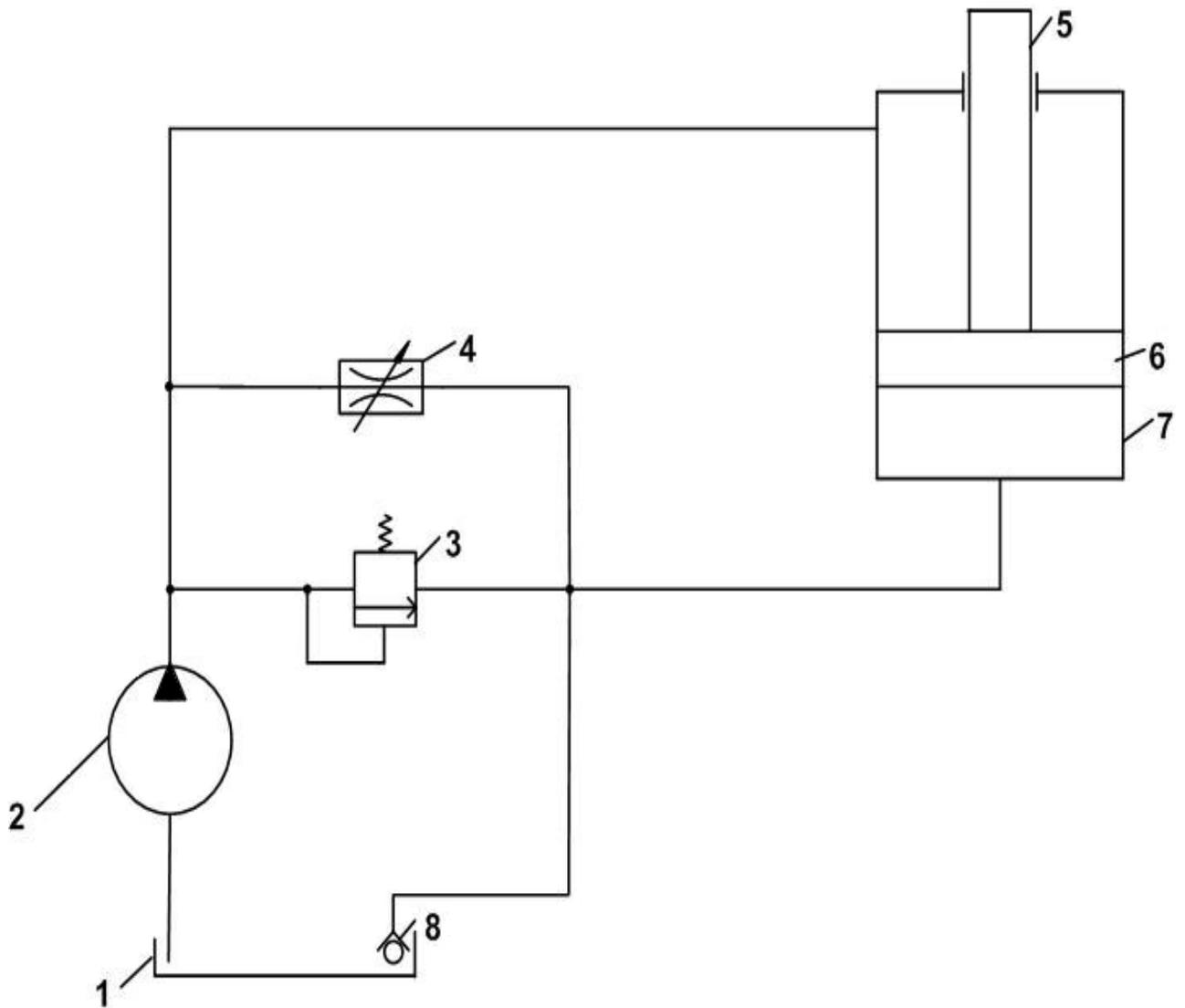
где  $f_{п}$ ,  $f_{ш}$  – площадь поперечного сечения поршня и штока поршня соответственно;  $D_{п}$ ,  $d_{ш}$  – диаметр поршня и диаметр штока поршня соответственно.

$$f_{н} = f_{п} = (\pi/4) \cdot D_{п}^2. \quad (2.24)$$

Если, вследствие малости, не учитывать потерю давления на пути рабочей жидкости от гидравлического дросселя до гидроцилиндра, то в соответствии с (1) и (6), получим:

$$Q_1 = \mu_1 \cdot f_1 \cdot (2 \cdot P_1 / \rho)^{0,5}, \quad (2.25)$$

где  $Q_1$  – объёмный расход жидкости через гидравлический дроссель, подключенный параллельно гидродвигателю;  $\mu_1$  – коэффициент расхода рабочей жидкости через гидравлический дроссель, подключенный параллельно гидродвигателю;  $f_1$  – площадь поперечного сечения проходного отверстия гидравлического дросселя, подключенного параллельно гидродвигателю;  $P_1$  – потеря давления в гидравлическом дросселе, подключенном параллельно гидродвигателю.



**Рис. 2.1.** Принципиальная схема параллельного гидроцилиндру подключения гидравлического дросселя механизма подачи буровой установки: 1 – гидробак; 2 – маслонасос; 3 – предохранительный клапан; 4 – гидравлический дроссель; 5 – шток поршня; 6 – поршень; 7 – гидроцилиндр; 8 – подпорный клапан

Но, в соответствии со схемой, представленной на рис. 2.1 и уравнением (2.15), имеем:

$$Q_1 = Q_H - v_{\text{пм}} \cdot f_{\text{в}} \cdot m / \eta_{\text{до}}, \quad (2.26)$$

где  $v_{\text{пм}}$  – механическая скорость подачи бурового инструмента.

$$v_{\text{пм}} \approx v_{\text{м}}, \quad (2.27)$$

где  $v_{\text{м}}$  – механическая скорость бурения скважины, т.е. механическую скорость подачи  $v_{\text{пм}}$  можно принять приблизительно равной механической скорости бурения  $v_{\text{м}}$ .

$$h_{\text{п1об}} = v_{\text{пм}} / n_{\text{вр}}, \quad (2.28)$$

где  $h_{\text{п1об}}$  – величина подачи бурового станка за один оборот бурового инструмента вокруг своей оси;  $n_{\text{вр}}$  – частота вращения вращателя бурового станка.

$$h_{\text{1об}} = v_{\text{м}} / n, \quad (2.29)$$

где  $h_{\text{1об}}$  – величина углубки породоразрушающего инструмента за один его оборот вокруг своей оси;  $n$  – частота вращения породоразрушающего инструмента.

Практически можно принять, что

$$n_{\text{вр}} \approx n. \quad (2.30)$$

Следовательно,

$$h_{\text{п1об}} \approx h_{\text{1об}}, \quad (2.31)$$

т.е. среднее значение подачи бурового станка  $h_{\text{п1об}}$  можно принять равным среднему значению углубки породоразрушающего инструмента за один его оборот вокруг своей оси  $h_{\text{1об}}$ .

$$P_{\text{в}} = P_1 = \rho \cdot Q_1^2 / (2 \cdot \mu_1^2 \cdot f_1^2). \quad (2.32)$$

Тогда, в соответствии с формулой (2.2), имеем:

$$f_1 = \pi \cdot d_{\text{э1}}^2 / 4, \quad (2.33)$$

где  $d_{\text{э1}}$  – эквивалентный диаметр проходного отверстия гидравлического дросселя, подключенного параллельно гидродвигателю.

Следовательно [41-47,56,57],

$$P_1 = \rho \cdot v_1^2 / (2 \cdot \mu_1^2) = 8 \cdot \rho \cdot Q_1^2 / (\mu_1 \cdot \pi^2 \cdot d_{\text{э1}}^4) = 8 \cdot M_1^2 / (\rho \cdot \mu_1 \cdot \pi^2 \cdot d_{\text{э1}}^4), \quad (2.34)$$

где  $v_1, M_1$  – средняя скорость движения и массовый расход жидкости в проходном отверстии гидравлического дросселя, подключенного параллельно гидродвигателю, соответственно.

После подстановки уравнений (2.8), (2.15), (2.22), (2.25) – (2.31) в зависимость (2.21) и преобразований, имеем [41-47]

$$C_{oc} = \rho \cdot f_v \cdot (Q_{нт} \cdot \eta_{но} - h_{1об} \cdot n \cdot f_v \cdot m / \eta_{до})^2 / (2 \cdot \mu_1^2 \cdot f_1^2) + G_{oc} - P_n \cdot f_n \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм}. \quad (2.35)$$

Полученное уравнение (2.35) позволяет проанализировать взаимосвязи гидравлических параметров работы механизма подачи буровой установки (теоретического значения объёмной подачи насоса  $Q_{нт}$ , 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  $P_n$ ) 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 гидравлического дросселя, работающего по зависимости (2.34).

В отличие от известных подобных решений, представленных, например, в работах [21; 48 – 54], полученная зависимость (2.35) учитывает в явном виде, во-первых, величину углубки породоразрушающего инструмента за один его оборот вокруг своей оси  $h_{1об}$  и, во-вторых, подачу маслонасоса  $Q_{нт}$  и его КПД  $\eta_{но}$ , а также КПД гидродвигателя –  $\eta_{дг}$  и  $\eta_{дм}$ .

Анализ зависимости (2.35) показывает, что гидравлический механизм подачи с гидравлическим дросселем, подключенным параллельно гидродвигателю и работающим по зависимости (2.34), обеспечивает приблизительное постоянство величины осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{oc} \approx idem$  в различных геологических разрезах только при соблюдении условия

$$(Q_{нт} \cdot \eta_{но} - h_{1об} \cdot n \cdot f_v \cdot m / \eta_{до}) \approx idem, \quad (2.36)$$

выполнимого (если  $Q_{нт} \approx idem$  и  $n \approx idem$ , а  $h_{1об} \neq idem$ ) при

$$(Q_{нт} \cdot \eta_{но}) \gg (h_{1об} \cdot n \cdot f_v \cdot m / \eta_{до}), \quad (2.37)$$

т.е. при бурении в наиболее твёрдых и прочных горных породах, в которых  $(h_{п1об} \approx h_{1об}) \rightarrow 0$  и  $(v_{пм} \approx v_m) \rightarrow 0$ .

Напротив, при бурении в породах невысоких категорий по буримости с относительно высокой механической скоростью бурения  $C_{oc} \neq idem$ .

Уравнению (2.35) можно придать вид квадратного уравнения:

$$A_1 \cdot h_{1об}^2 + B_1 \cdot h_{1об} + F_1 - C_{oc} = 0, \quad (2.38)$$

где  $A_1, B_1, F_1$  – сокращающие буквенные обозначения.

$$A_1 = \rho \cdot f_b^3 \cdot n^2 \cdot m^2 / (2 \cdot \mu_1^2 \cdot f_1^2 \cdot \eta_{до}^2). \quad (2.39)$$

$$B_1 = \rho \cdot f_b^2 \cdot Q_{нт} \cdot \eta_{но} \cdot n \cdot m / (\mu_1^2 \cdot f_1^2 \cdot \eta_{до}). \quad (2.40)$$

$$F_1 = \rho \cdot f_b \cdot Q_{нт}^2 \cdot \eta_{но}^2 / (2 \cdot \mu_1^2 \cdot f_1^2) - P_n \cdot f_n \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} + G_{ос}. \quad (2.41)$$

Тогда

$$h_{1об} = (-B_1 \pm (B_1^2 - 4 \cdot A_1 \cdot (F_1 - C_{ос}))^{0,5}) / (2 \cdot A_1). \quad (2.42)$$

Под характеристикой гидравлического механизма подачи рекомендуется [53; 54] понимать зависимость изменения скорости перемещения выходного звена гидродвигателя во времени при переменной буримости горных пород:

$$v_{пм} = f(\tau), \quad (2.43)$$

где  $\tau$  – время углубки скважины.

Кроме (2.38), характеристикой гидравлического механизма подачи является функциональная зависимость осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент от величины среднего значения его углубки за один его оборот вокруг своей оси при постоянной и (или) переменной буримости горных пород:

$$C_{ос} = f(h_{1об}). \quad (2.44)$$

Аналитическим выражением функциональной зависимости (2.44) является полученное выше уравнение (2.35), а графический её вид при  $Q_{нт} \approx idem, n \approx idem, G_{ос} \approx idem$  и  $P_n \approx idem$  представлен на рис.2.2.

Расчёты по уравнению (2.35) для построения рис.2.2 выполнялись применительно к буровому станку СКБ-5, техническая характеристика гидросистемы которого представлена в работе [69]:  $D_n = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ .

В соответствии с уравнениями (2.23), (2.24) и (2.33):

$$f_b = f_n \cdot f_{ш} = (\pi/4) \cdot (D_n^2 - d_{ш}^2) = (\pi/4) \cdot (0,105^2 - 0,05^2) = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$f_n = f_n = (\pi/4) \cdot D_n^2 = (\pi/4) \cdot 0,105^2 = 8,66 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$f_1 = \pi \cdot d_{31}^2 / 4.$$

Тогда функциональная зависимость (2.35) примет вид:

$$C_{oc} = 850 \cdot 6,7 \cdot 10^{-3} \cdot (3 \cdot 10^{-4} \cdot 0,98 - h_{1об} \cdot 14 \cdot 6,7 \cdot 10^{-3} \cdot 2 / 0,98)^2 / (2 \cdot 0,76^2 \cdot f_1^2) + 6200 - 4 \cdot 10^5 \cdot 8,66 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 1 \cdot 0,9.$$

Анализ функциональной зависимости (2.44)[41-47], представленной на рис. 2.2, применительно к гидравлическому дросселю, подключенному параллельно гидродвигателю и работающему по зависимости (2.34), показывает, что рост углубки за один оборот  $h_{1об}$ , вызванный уменьшением сил сопротивления внедрению породоразрушающего инструмента в горную породу (т.е. снижением категории пород по буримости) сопровождается снижением осевой нагрузки  $C_{oc}$ . Справедливо и обратное: чем меньше величина углубки  $h_{1об}$ , тем выше усилие прижатия породоразрушающего инструмента к забою скважины.

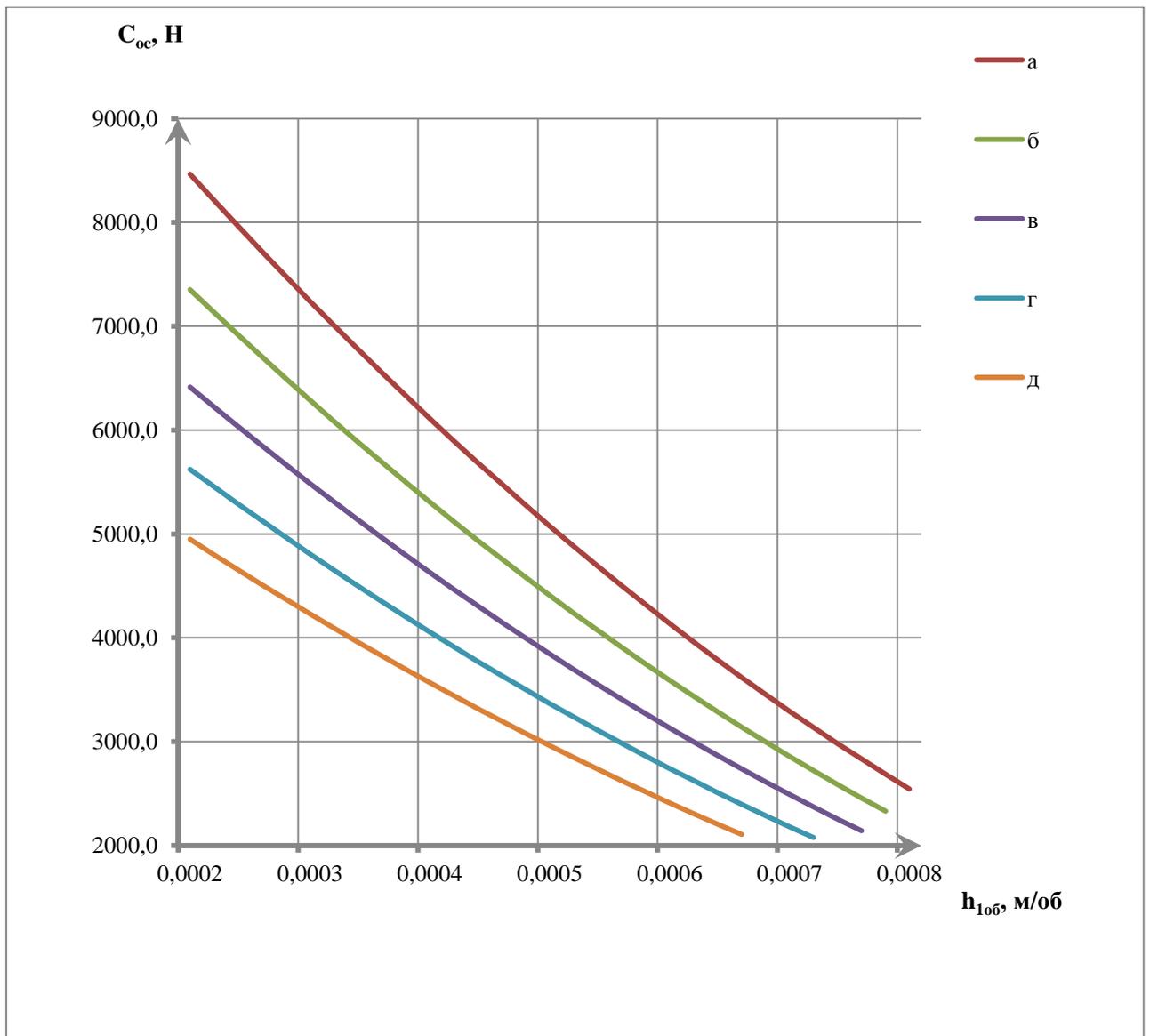
Для анализа степени стабильности изменения величины осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{oc}$  в зависимости от изменения его углубки за один оборот вокруг своей оси  $h_{1об}$  при бурении в породах различных категорий по буримости продифференцируем выражение (2.35), принимая все величины, кроме  $C_{oc}$  и  $h_{1об}$  неизменными. В результате получим[41-47]:

$$\partial C_{oc} / \partial h_{1об} = \rho \cdot f_v^2 \cdot n \cdot m \cdot (f_v \cdot n \cdot m \cdot h_{1об} / \eta_{до} - Q_{нт} \cdot \eta_{но}) / (\mu_1^2 \cdot f_1^2 \cdot \eta_{до}). \quad (2.45)$$

Анализ зависимости (2.45), график которой представлен на рис. 2.3, 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[41-47].

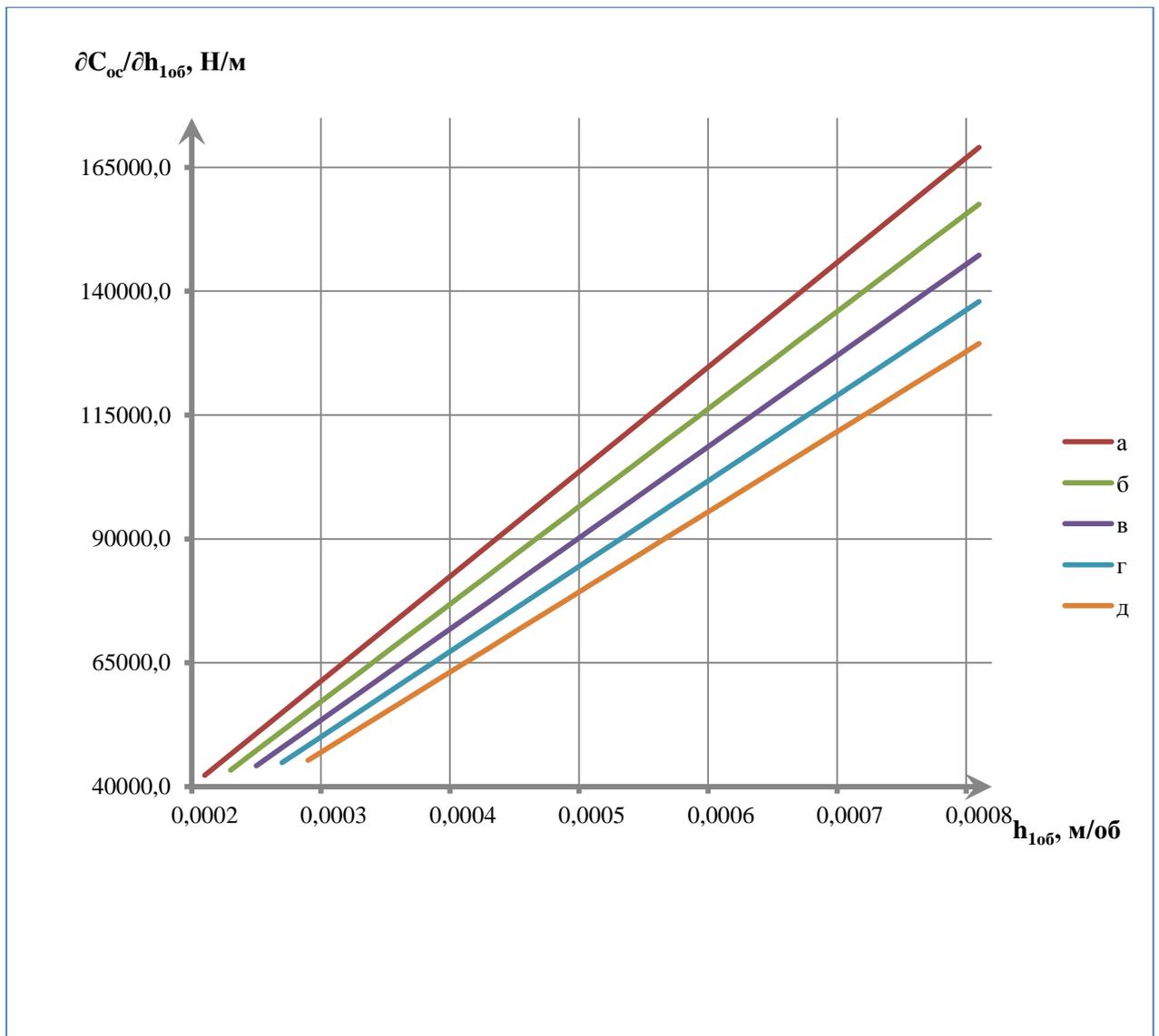
В результате дифференцирования уравнения (2.42), имеем:

$$\partial h_{1об} / \partial C_{oc} = (B_1^2 - 4 \cdot A_1 \cdot (F_1 - C_{oc}))^{0,5}. \quad (2.46)$$



**Рис. 2.2.** 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  $d_{31}$ , подключенного параллельно гидроцилиндрам механизма подачи при  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $\eta_{но} = 0,98$ ;  $n = 840 \text{ об/мин} = 14 \text{ об/с}$ ;  $m = 2$ ;  $\eta_{до} = 0,98$ ;  $\mu_1 = 0,76$ ;  $G_{oc} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ;  $P_H = 2 \text{ ат} = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $\eta_{дг} = 1$ ;  $\eta_{дм} = 0,9$ ; для бурового станка СКБ-5 [41-47]:  $Q_{нт} = 18 \text{ л/мин} = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $D_{п} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ ;

а:  $d_{31} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  
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. 2.3.** 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  $d_{э1}$ , подключенного параллельно гидроцилиндрам механизма подачи при  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $\eta_{но} = 0,98$ ;  $n = 840 \text{ об/мин} = 14 \text{ об/с}$ ;  $m = 2$ ;  $\eta_{до} = 0,98$ ;  $\mu_1 = 0,76$ ;  $\eta_{дг} = 1$ ;  $\eta_{дм} = 0,9$ ; для бурового станка СКБ-5 [41 - 47]:  $Q_{нт} = 18 \text{ л/мин} = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $D_{п} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ ;  
а:  $d_{э1} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  
б:  $d_{э1} = 2,9 \text{ мм} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  
в:  $d_{э1} = 3,0 \text{ мм} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  
г:  $d_{э1} = 3,1 \text{ мм} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  
д:  $d_{э1} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

### 2.3. Регулирование механизма подачи при последовательном гидравлическом цилиндре подключения дросселя и параллельно напорного золотника

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 [23; 30; 53; 54; 61], реализованную, в частности, в механизме подачи буровой установки УКБ-3 [69] (рис. 2.4). Зависимость объёмного расход рабочей жидкости  $Q_{нз}$ , протекающей через напорный золотник любой конструкции, от потери давления в нём, в соответствии с работами [48 – 54] рекомендуется определять по формуле истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке, идентичной зависимости (2.1):

$$Q_{нз} = \mu_{нз} \cdot f_{нз} \cdot (2 \cdot P_{нз} / \rho)^{0,5}, \quad (2.47)$$

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.

По аналогии с уравнением (2.33):

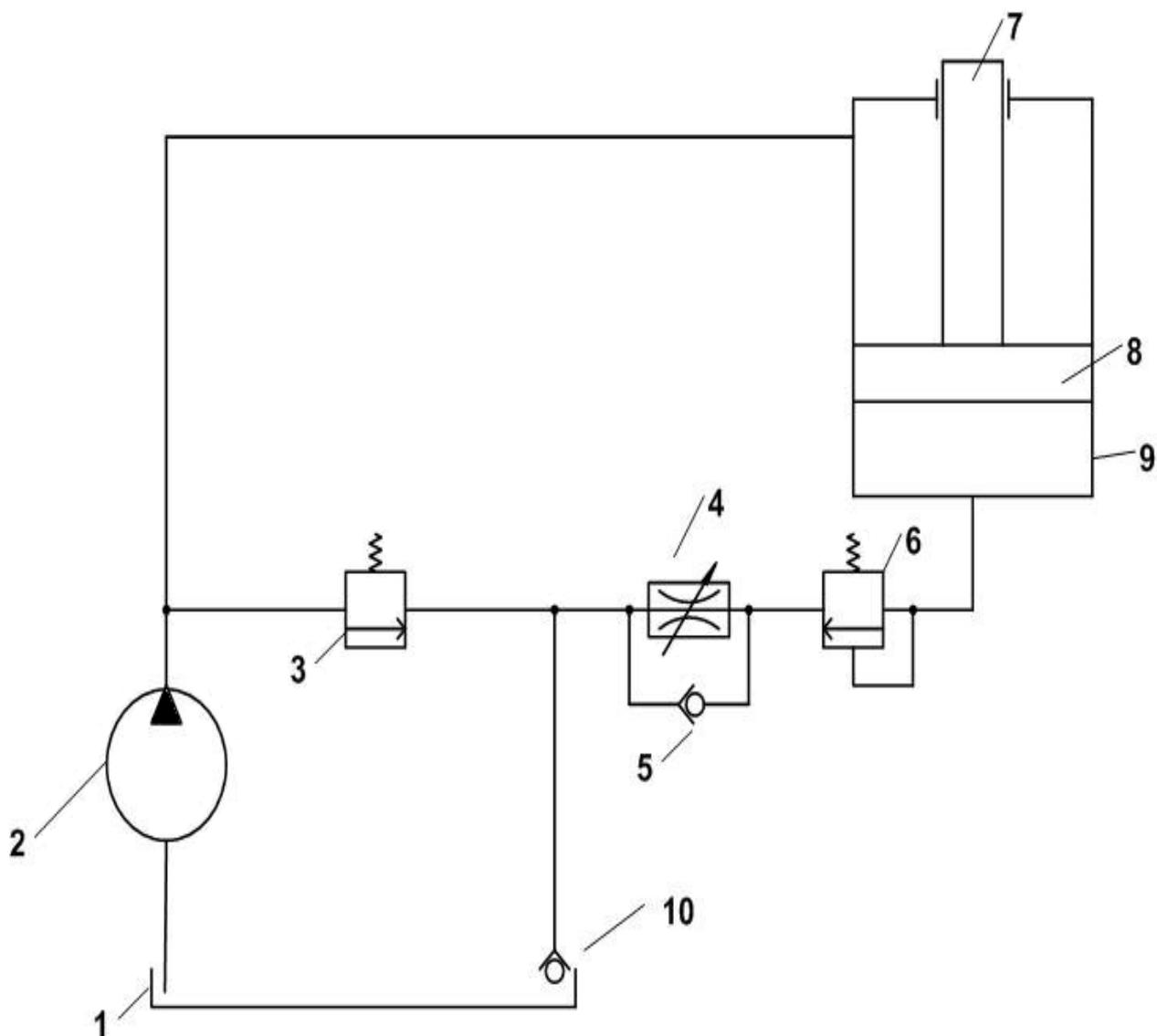
$$f_{нз} = \pi \cdot d_{э\text{нз}}^2 / 4, \quad (2.48)$$

где  $d_{э\text{нз}}$  – эквивалентный диаметр проходного отверстия напорного золотника, подключенного параллельно гидродвигателю.

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

$$C_{oc} = G_{oc} + G_{п2}, \quad (2.49)$$

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



**Рис. 2.4.** Принципиальная схема последовательного гидроцилиндру подключения гидравлического дросселя с обратным клапаном и предохранительного клапана и параллельного подключения напорного золотника: 1 – гидробак; 2 – маслонасос; 3 – напорный золотник (дросселирующий клапан); 4 – гидравлический дроссель; 5 – обратный клапан; 6 – предохранительный клапан; 7 – шток поршня; 8 – поршень; 9 – цилиндр; 10 – подпорный клапан

В соответствии с рис.2.4:

$$G_{п2} = (P_{в} \cdot f_{в} - P_{н} \cdot f_{н}) \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм}, \quad (2.50)$$

$$P_{в} = P_{нз} = \rho \cdot Q_{нз}^2 / (2 \cdot \mu_{нз}^2 \cdot f_{нз}^2). \quad (2.51)$$

$$P_{н} = P_{др} = \rho \cdot Q_{др}^2 / (2 \cdot \mu_{др}^2 \cdot f_{др}^2), \quad (2.52)$$

или

$$P_2 = \rho \cdot Q_2^2 / (2 \cdot \mu_2^2 \cdot f_2^2), \quad (2.53)$$

где  $P_2$  – потеря давления в гидравлическом дросселе, подключенном последовательно гидродвигателю;  $Q_2$  – объёмный расход жидкости через гидравлический дроссель, подключенный последовательно гидродвигателю;  $\mu_2$  – коэффициент расхода рабочей жидкости через гидравлический дроссель, подключенный последовательно гидродвигателю;  $f_2$  – площадь поперечного сечения проходного отверстия гидравлического дросселя, подключенного последовательно гидродвигателю.

По формуле (2.33) имеем:

$$f_2 = \pi \cdot d_{э2}^2 / 4, \quad (2.54)$$

где  $d_{э2}$  – эквивалентный диаметр проходного отверстия гидравлического дросселя, подключенного последовательно гидродвигателю.

Но по рис.2.4[41-47]:

$$C_{ос} = (\rho \cdot Q_{нз}^2 \cdot f_{в} / (2 \cdot \mu_{нз}^2 \cdot f_{нз}^2) - \rho \cdot Q_2^2 \cdot f_{н} / (2 \cdot \mu_2^2 \cdot f_2^2)) \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} + G_{ос}. \quad (2.55)$$

$$Q_2 = v_{пм} \cdot f_{н} \cdot m / \eta_{до} \approx h_{1об} \cdot n \cdot f_{н} \cdot m / \eta_{до}. \quad (2.56)$$

$$Q_{нз} = Q_{нт} \cdot \eta_{но} - v_{пм} \cdot f_{в} \cdot m / \eta_{до} \approx Q_{нт} \cdot \eta_{но} - h_{1об} \cdot n \cdot f_{в} \cdot m / \eta_{до}. \quad (2.57)$$

После подстановки имеющихся промежуточных решений в уравнение (49) последнее[41-47] примет вид:

$$C_{ос} = ((Q_{нт} \cdot \eta_{но} - h_{1об} \cdot n \cdot f_{в} \cdot m / \eta_{до})^2 \cdot f_{в} / (\mu_{нз}^2 \cdot f_{нз}^2) - (h_{1об} \cdot n \cdot f_{н} \cdot m / \eta_{до})^2 \cdot f_{н} / (\mu_2^2 \cdot f_2^2)) \cdot \rho \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} / 2 + G_{ос}. \quad (2.58)$$

Полученное уравнение (2.58) 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 дрос-

сель  $\mu_2$ , 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, работающего по зависимости (2.51) и последовательной – гидравлического дросселя, работающего по зависимости (2.53).

Как и полученная выше зависимость (2.35), уравнение (2.58), в отличие от известных подобных решений, представленных, например, в работах [21; 48 – 54], 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  $\eta_{дм}$ .

График зависимости (2.58) представлен на рис.2.5 [41-47].

Уравнению (2.58) удобнее придать вид квадратного уравнения:

$$A_2 \cdot h_{1об}^2 + B_2 \cdot h_{1об} + F_2 - C_{oc} = 0, \quad (2.59)$$

где  $A_2, B_2, F_2$  – сокращающие буквенные обозначения.

$$A_2 = \rho \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} \cdot n^2 \cdot m^3 \cdot (f_в^3 / (\mu_{нз}^2 \cdot f_{нз}^2) - f_н^3 / (\mu_2^2 \cdot f_2^2)) / (2 \cdot \eta_{до}^2). \quad (2.60)$$

$$B_2 = -\rho \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} \cdot \eta_{но} \cdot n \cdot m^2 \cdot f_в^2 \cdot Q_{нт} / (\mu_{нз}^2 \cdot f_{нз}^2 \cdot \eta_{до}). \quad (2.61)$$

$$F_2 = \rho \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} \cdot f_в \cdot Q_{нт}^2 \cdot \eta_{но}^2 / (2 \cdot \mu_{нз}^2 \cdot f_{нз}^2) + G_{oc}. \quad (2.62)$$

Решением уравнения (2.59) будет зависимость

$$h_{1об} = (-B_2 \pm (B_2^2 - 4 \cdot A_2 \cdot (F_2 - C_{oc}))^{0,5}) / (2 \cdot A_2). \quad (2.63)$$

Расчёты по уравнению (2.58) для построения рис.2.5 выполнялись применительно к буровому станку СКБ-5 [69]:  $D_{п} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ .

Анализ зависимости (2.58) и рис.2.5 [41-47] показывает, что гидравлический механизм подачи с подключенным параллельно гидродвигателю напорным золотником, работающим по зависимости (2.51), и с соединённым последовательно гидродвигателю гидравлическим дросселем, работающим по зависимости (2.52), обеспечивает приблизительное постоянство величины углубки породоразрушающего инструмента за его один оборот  $h_{1об} \approx idem$  в различных геологических разрезах только при соблюдении условия

$$F_2 - C_{oc} = \rho \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} \cdot f_в \cdot Q_{нт}^2 \cdot \eta_{но}^2 / (2 \cdot \mu_{нз}^2 \cdot f_{нз}^2) + G_{oc} - C_{oc} \approx idem, \quad (2.64)$$

выполнимого (если  $Q_{нт} \approx idem$ , а  $C_{oc} \neq idem$ ) при

$$F_2 \gg C_{oc}. \quad (2.65)$$

Дифференцирование уравнений (2.58) и (2.63) приводит к решениям[41-47]:

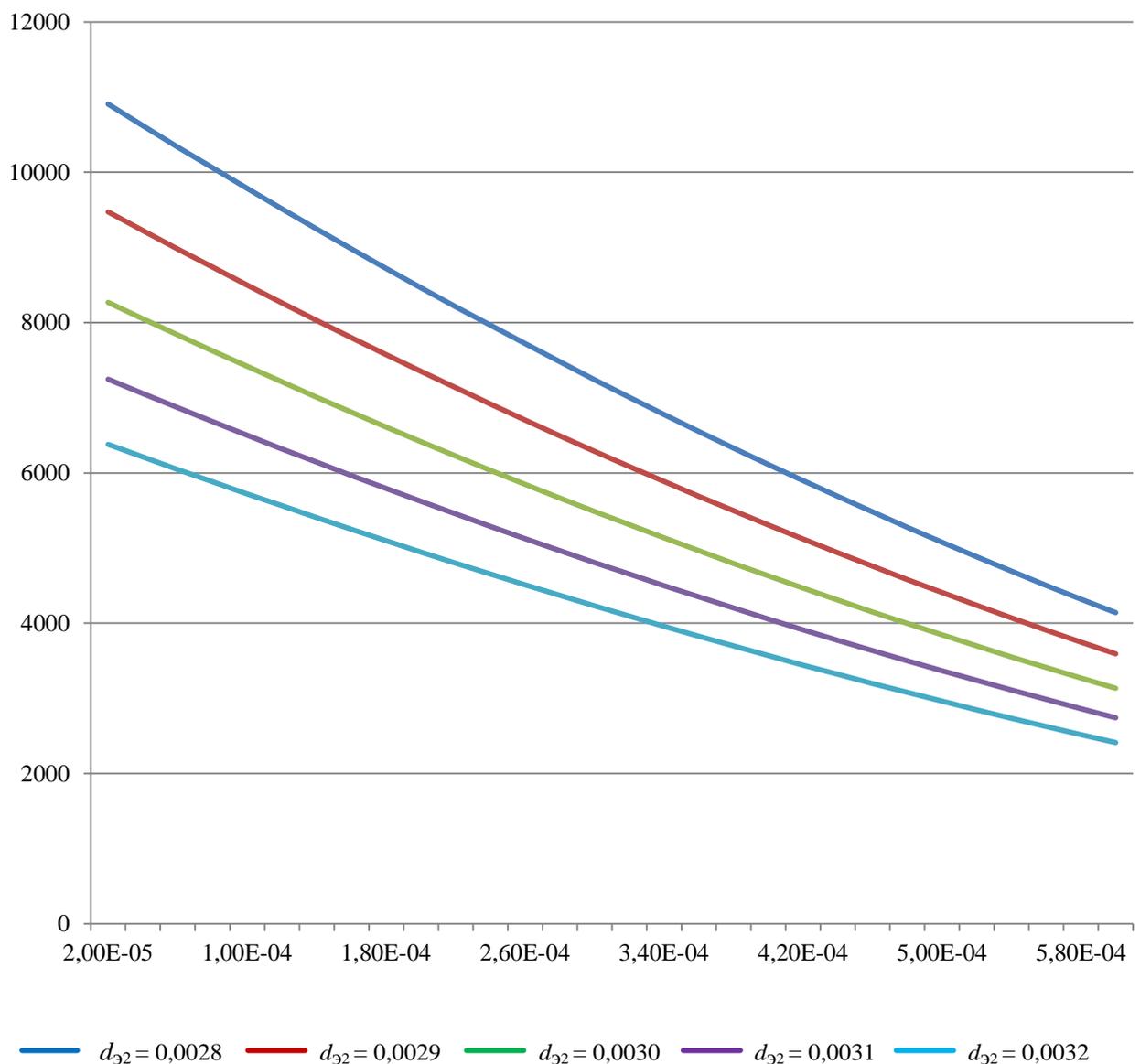
$$\frac{\partial C_{oc}}{\partial h_{1об}} = \rho \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} \cdot m^3 \cdot n^2 \cdot \left( \frac{f_B^3}{(\mu_{нз}^2 \cdot f_{нз}^2)} - \frac{f_H^3}{(\mu_2^2 \cdot f_2^2)} \right) \cdot h_{1об} - \rho \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} \cdot \eta_{но} \cdot f_B^2 \cdot Q_{нт} \cdot m^2 \cdot n / (\mu_{нз}^2 \cdot f_{нз}^2 \cdot \eta_{до}), \quad (2.66)$$

$$\frac{\partial h_{1об}}{\partial C_{oc}} = ((B_2^2 - 4 \cdot A_2 \cdot (F_2 - C_{oc}))^{-0.5}. \quad (2.67)$$

### **Первое защищаемое научное положение**

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

Научной новизной являются уравнения (2.35) и (2.58), которыми защищаемое положение подтверждается и доказывается. Как было помечено выше, в отличие от подобных решений, представленных рядом авторов раньше, полученные зависимости учитывают в явном виде, во первых, величину углубки породоразрушающего инструмента за один его оборот вокруг своей оси  $h_{1об}$  и, во вторых, подачу маслососа  $Q_{нт}$  и его КПД  $\eta_{но}$ , а также КПД гидродвигателя -  $\eta_{дг}$  и  $\eta_{дм}$ .



**Рис. 2.5.** 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  $d_{э\text{нз}} = 2,8 \text{ мм} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $\eta_{\text{но}} = 0,98$ ;  $n = 840 \text{ об/мин} = 14 \text{ об/с}$ ;  $m = 2$ ;  $\eta_{\text{до}} = 0,98$ ;  $\mu_{\text{нз}} = 0,76$ ;  $G_{oc} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ;  $\eta_{\text{дг}} = 1$ ;  $\eta_{\text{дм}} = 0,9$ ; для бурового станка СКБ-5 [41 - 47]:  $Q_{\text{нт}} = 18 \text{ л/мин} = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $D_{\text{п}} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{\text{ш}} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ ;  
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:  $d_{32} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

## 2.4. Выводы по главе

Основными отличиями данного аналитического исследования и полученных зависимостей от известных решений являются:

- а) Традиционно в отечественной и зарубежной практике основным критерием при регулировании режима подачи считается механическая скорость бурения. Более целесообразным является углубка за оборот, позволяющая достичь более высоких результатов с меньшими затратами как энергетическими, так и материальными и хронометрическими, в силу уменьшения аварийности, простоев и увеличения проходки на породоразрушающий инструмент.
- б) В существующих расчётах гидросистем буровых установок не учитывается фактор влияния КПД насоса и гидродвигателя, оказывающего существенное влияние на характеристики работы гидравлического механизма подачи буровой установки.
- в) Под понятием КПД насоса понимаем общий суммарный КПД состоящий из объёмного КПД насоса(учитывает утечки рабочей жидкости в насосе), гидравлического КПД насоса(учитывает потерю давления в потоке рабочей жидкости, движущейся в работающем насосе), механического КПД насоса(учитывает потерю энергии на преодоление сил сопротивления в механических узлах насоса).
- г) Также под понятием КПД гидродвигателя рассматриваем общий суммарный КПД гидродвигателя состоящий из объёмного КПД гидродвигателя(учитывает утечки рабочей жидкости в гидродвигателе), гидравлического КПД гидродвигателя(учитывает потерю давления в потоке рабочей жидкости, движущейся в работающем гидродвигателе), механического КПД гидродвигателя(учитывает потерю энергии на преодоление сил сопротивления в механических узлах гидродвигателя).
- д) Существенным упущением классических расчётов гидравлических механизмов подачи буровых установок является то, что не учитываются частота вращения породоразрушающего инструмента и углубка за один оборот бурового снаряда, что в настоящей диссертационной работе учтено и исправлено.
- е) Классические традиционные решения лишены функции учитывающей подачу рабочей жидкости маслонасосом., что в настоящей работе исправлено, поскольку этот фактор является одним из самых важных и решающих в современных исследованиях.

### III Глава

## ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОСИСТЕМЕ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ ОТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

**3.1. Взаимосвязь потерь давления в потоке жидкости от параметров течения. Зависимости, описывающие работу гидравлического механизма подачи. Разделение местных гидравлических сопротивлений на функциональные области и подобласти.**

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

$$P_{тр} = f(v^a; Q^a; M^a; H^b; k_3^c; d_3^{-v}; Re^{-q}; \rho^r; \mu_0^s), \quad (3.1)$$

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 [56; 71]:

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

$$P_{тр} = f(v; Q; M; H; d_3^{-4}; Re^{-1}; \mu_0), \quad (3.2)$$

$$P_{тр} \neq f(k_3; \rho). \quad (3.3)$$

2. Нелинейная область гидравлических сопротивлений (характерна для турбулентного режима течения жидкости при  $a > 1$ ). В нелинейной области гидравлических сопротивлений выделяют [56; 71] три подобласти.

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

$$P_{тр} = f(v^{1,75}; Q^{1,75}; M^{1,75}; H; d_3^{-4,75}; Re^{-0,25}; \rho^{0,75}; \mu_0^{0,25}), \quad (3.4)$$

$$P_{\text{тр}} \neq f(k_3). \quad (3.5)$$

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

$$P_{\text{тр}} = f(v^a; Q^a; M^a; H; k_3^c; d_3^{-v}; Re^{-q}; \rho^r; \mu_0^s). \quad (3.6)$$

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

$$P_{\text{тр}} = f(v^2; Q^2; M^2; H; k_3^{0,25}; d_3^{-5,25}; \rho), \quad (3.7)$$

$$P_{\text{тр}} \neq f(Re; \mu_0). \quad (3.8)$$

Проведённый анализ показывает, что показатели степени в зависимости (3.1) могут менять свои значения в следующих диапазонах:  $1 \leq a \leq 2$ ;  $b = 1$ ;  $0 \leq c < 2$ ;  $4 \leq v \leq 5,25$ ;  $0 \leq q \leq 1$ ;  $0 \leq r \leq 1$ ;  $0 \leq s \leq 1$ .

Представленные зависимости (3.2) – (3.8) свидетельствуют о том, что однозначный вид связи между потерей давления  $P_{\text{тр}}$  и средней скоростью движения жидкости  $v$  отсутствует. Конкретная форма функциональной зависимости определяется в основном режимом течения жидкости, а для турбулентных потоков – степенью развитости турбулентного течения, геометрией, качеством обработки и состоянием поверхности магистрали.

Зависимости (3.1) – (3.8) носят общий характер и их можно распространить не только на потери давления по длине потока, но и на местные гидравлические сопротивления [4; 5], к числу которых в полной мере относятся гидравлические дроссели [54], 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 [4; 5]. В результате многочисленные эмпирические зависимости описывают лишь локальные опыты и действительны в очень узких условиях применения. Точность расчетов по таким зависимостям при турбулентном течении невелика и не превышает

20% [5]. При определении местных потерь давления в условиях ламинарного и турбулентного доквадратичного течения возможны ошибки до 100% и более вследствие слабой изученности [5]. Все это вызывает значительную сложность корректного описания и эффективного исследования работы механизмов подачи буровых установок.

При традиционном описании работы механизма подачи буровой установки [48 – 54] расход жидкости через гидравлический дроссель  $Q_{др}$  и напорный золотник  $Q_{нз}$  рекомендуется определять по зависимости (2.1).

Традиционные решения (2.47), (2.51) – (2.53), как частные случаи формулы (2.1), 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, описываемой зависимостями (3.7) и (3.8). Традиционные решения (2.47), (2.51) – (2.53) не учитывают области (подобласти) гидравлических сопротивлений (3.2) – (3.6), что делает невозможным корректное описание механики работы гидравлических механизмов подачи буровых установок во всём диапазоне гидравлических сопротивлений.

### 3.2. Режимы течения жидкости в отверстиях. Критерий разделения на области и подобласти

Для обоснования вида функциональной связи потери давления в потоке рабочей жидкости  $P_{тр1}$ , движущейся через проходное отверстие гидравлического дросселя или напорного золотника от средней скорости  $v_i$ , объёмного расхода  $Q_i$  или массового расхода  $M_i$  необходимо установить режим течения жидкости в отверстиях. Режим течения устанавливается путём сравнения расчётного значения числа Рейнольдса  $Re_i$  с его критическим значением  $Re_{кр1}$  [4; 5; 8; 55; 56; 71].

$$Re_i = v_i \cdot d_{э1} / \nu_0 = \rho \cdot v_i \cdot d_{э1} / \mu_0 = \rho \cdot Q_i \cdot d_{э1} / (f_i \cdot \mu_0) = M_i \cdot d_{э1} / (f_i \cdot \mu_0), \quad (3.9)$$

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 ( $v_i \equiv v_{нз}$ );  $d_{э1}$  – эквивалентный диаметр проходного отверстия гидравлического дросселя, подсоединённого параллельно ( $d_{э1} \equiv d_{э1}$ ) или последовательно ( $d_{э1} \equiv d_{э2}$ ) гидродвигателю, или проходного отверстия напорного золотника ( $d_{э1} \equiv d_{энз}$ );  $Q_i$  – объёмный расход рабочей жидкости, движущейся через гидравлический дроссель, подключенный 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, подключенный 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, подключенному 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 [64]  $\rho = 850 - 910 \text{ кг/м}^3$ ;  $\nu_o = (16,5 - 55) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\mu_o = 0,014 - 0,05 \text{ Па} \cdot \text{с}$ . Если справедливо неравенство [4; 5; 8; 55; 56; 71]

$$Re_i < Re_{кpi}, \quad (3.10)$$

где  $Re_{кpi}$  – критическое значение числа Рейнольдса для потока рабочей жидкости, движущейся через проходное отверстие гидравлического дросселя, подсоединённого параллельно ( $Re_{кpi} \equiv Re_{кp1}$ ) или последовательно ( $Re_{кpi} \equiv Re_{кp2}$ ) гидродвигателю, или через проходное отверстие напорного золотника ( $Re_{кpi} \equiv Re_{кpнз}$ ), то режим течения рабочей жидкости ламинарный (линейная область гидравлических сопротивлений).

Если [4; 5; 8; 55; 56; 71]

$$Re_i \geq Re_{кpi}, \quad (3.11)$$

то режим течения турбулентный (нелинейная область гидравлических сопротивлений).

При параллельной схеме подключения гидравлического дросселя, в соответствии с уравнениями (2.8), (2.26) и (2.27), имеем:

$$Q_1 = Q_{нт} \cdot \eta_{но} - v_{м1} \cdot f_v \cdot m / \eta_{до}, \quad (3.12)$$

где  $v_{м1}$  – механическая скорость бурения скважины при параллельной схеме подсоединения гидравлического дросселя.

Следовательно, уравнение (3.9) при  $i \equiv 1$  примет вид:

$$Re_1 = \rho \cdot (Q_{нт} \cdot \eta_{но} - v_{м1} \cdot f_v \cdot m / \eta_{до}) \cdot d_{э1} / (f_i \cdot \mu_o). \quad (3.13)$$

Применительно к параллельной схеме подключения напорного золотника ( $i \equiv нз$ ) равенство (3.13) примет форму [41-47]:

$$Re_{нз} = \rho \cdot (Q_{нт} \cdot \eta_{но} - v_{мнз} \cdot f_v \cdot m / \eta_{до}) \cdot d_{энз} / (f_{нз} \cdot \mu_o), \quad (3.14)$$

где  $v_{\text{МНЗ}}$  – механическая скорость бурения скважины при параллельной схеме подсоединения напорного золотника.

При последовательном подсоединении гидравлического дросселя, в соответствии с формулами (2.27) и (2.56), получим:

$$Q_2 = v_{\text{М2}} \cdot f_{\text{Н}} \cdot m / \eta_{\text{до}}, \quad (3.15)$$

где  $v_{\text{М2}}$  – механическая скорость бурения скважины при последовательной схеме подсоединения гидравлического дросселя.

Тогда уравнение (3.9) для последовательно соединённого с гидравлическим двигателем гидравлического дросселя ( $i \equiv 2$ ) примет следующий вид:

$$Re_2 = \rho \cdot v_{\text{М2}} \cdot f_{\text{Н}} \cdot m \cdot d_{\text{э2}} / (f_2 \cdot \mu_0 \cdot \eta_{\text{до}}). \quad (3.16)$$

С учётом решений (2.33), (2.48) и (2.54), соотношения (3.13), (3.14) и (3.16) примут вид соответственно [41-47]:

$$Re_1 = 4 \cdot \rho \cdot (Q_{\text{НТ}} \cdot \eta_{\text{НО}} - v_{\text{М1}} \cdot f_{\text{В}} \cdot m / \eta_{\text{до}}) / (\pi \cdot d_{\text{э1}}^2 \cdot \mu_0). \quad (3.17)$$

$$Re_{\text{НЗ}} = 4 \cdot \rho \cdot (Q_{\text{НТ}} \cdot \eta_{\text{НО}} - v_{\text{МНЗ}} \cdot f_{\text{В}} \cdot m / \eta_{\text{до}}) / (\pi \cdot d_{\text{эНЗ}}^2 \cdot \mu_0). \quad (3.18)$$

$$Re_2 = 4 \cdot \rho \cdot v_{\text{М2}} \cdot f_{\text{Н}} \cdot m / (\pi \cdot d_{\text{э2}}^2 \cdot \mu_0 \cdot \eta_{\text{до}}). \quad (3.19)$$

Экспериментальные исследования, проводившиеся в Научно-исследовательском институте автоматизации производственных процессов химической промышленности и цветной металлургии (НИИавтоматика) Везирином Р.Е. и Арзумановым Э.С. под руководством Альтшуля А.Д., результаты которых представлены в работах [4; 5 – 7; 10 – 12; 24], показали, что применительно к дроссельному устройству углового односедельного регулирующего клапана, схема которого представлена на рис 3.1 (оно конструктивно и по назначению эквивалентно гидравлическому дросселю и напорному золотнику механизма подачи буровой установки), можно принять следующие диапазоны экспериментальных значений чисел Рейнольдса  $Re_i$ :

$$Re_i \leq 10 \quad (3.20)$$

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

$$10 < Re_i < 10000 \quad (3.21)$$

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

$$Re_i \geq 10000 \quad (3.22)$$

наблюдается квадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения).

Однако в отличие от традиционной формы представления (3.9) числа Рейнольдса [4; 5; 8; 55; 56; 71], в неравенствах (3.20) – (3.22), представленных работах Везиряна Р.Е. и Арзуманова Э.С., экспериментальное число Рейнольдса  $Re_i$  выражено [4; 5] не через эквивалентный диаметр потока  $d_{эi}$ , а через его гидравлический радиус  $R_{гi}$  [8; 71] ( $R_{гi} = d_{эi} / 4$ ) и, следовательно, имеет следующий вид [41-47]:

$$Re_i = v_i \cdot d_{эi} / (4 \cdot \nu_0) = \rho \cdot v_i \cdot d_{эi} / (4 \cdot \mu_0) = \rho \cdot Q_i \cdot d_{эi} / (4 \cdot f_i \cdot \mu_0) = M_i \cdot d_{эi} / (4 \cdot f_i \cdot \mu_0). \quad (3.23)$$

Используя далее традиционную форму представления числа Рейнольдса (76), после корректировки неравенств (3.20) – (3.22), получим соответственно:

$$Re_i \leq 40 \quad (3.24)$$

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

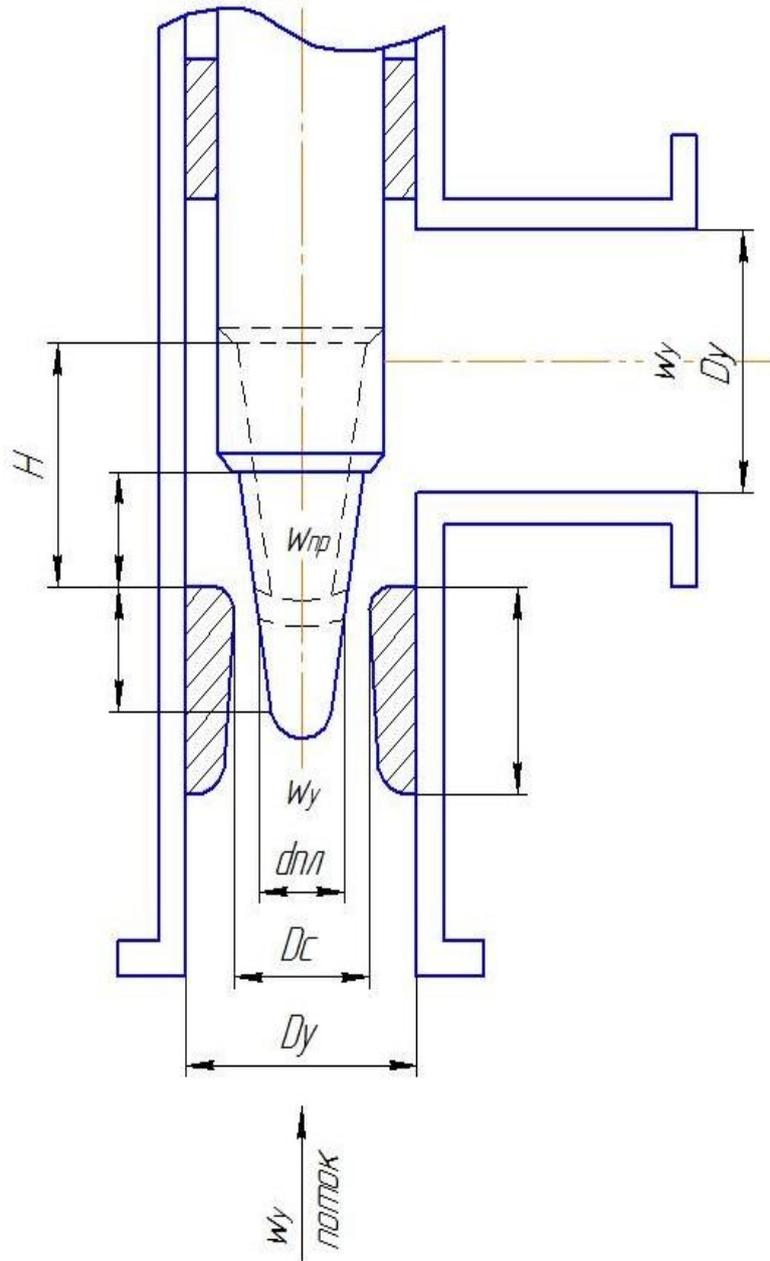
$$40 < Re_i < 40000 \quad (3.25)$$

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

при

$$Re_i \geq 40000 \quad (3.26)$$

наблюдается квадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения).



**Рис.3.1** Принципиальная схема дроссельного устройства углового односедельного регулирующего клапана

Схема дроссельного устройства углового регулирующего клапана

$D_c$  – диаметр седла дроссельного устройства

$d_{пл}$  – текущее значение диаметра плунжера

$W_{пр}$  – площадь проходного сечения

$W_y$  – средняя площадь потока в сечении входного патрубка

$W_{пр}$  – средняя площадь потока проходного сечения

$D_y$  – диаметр условного прохода

Воспользуемся уравнениями (3.17) – (3.19) для установления значений механической скорости бурения.

$$Q_{HT} \cdot \eta_{HO} - v_{M1} \cdot f_B \cdot m / \eta_{DO} = \pi \cdot d_{Э1}^2 \cdot \mu_0 \cdot Re_i / (4 \cdot \rho), \quad (3.27)$$

откуда

$$v_{M1} \cdot f_B \cdot m / \eta_{DO} = Q_{HT} \cdot \eta_{HO} - \pi \cdot d_{Э1}^2 \cdot \mu_0 \cdot Re_i / (4 \cdot \rho). \quad (3.28)$$

$$v_{M1} = (Q_{HT} \cdot \eta_{HO} - \pi \cdot d_{Э1}^2 \cdot \mu_0 \cdot Re_i / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{DO} / (f_B \cdot m). \quad (3.29)$$

По аналогии с уравнением (3.29), получим для напорного золотника:

$$v_{MНЗ} = (Q_{HT} \cdot \eta_{HO} - \pi \cdot d_{ЭНЗ}^2 \cdot \mu_0 \cdot Re_i / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{DO} / (f_B \cdot m). \quad (3.30)$$

$$v_{M2} = \pi \cdot d_{Э2}^2 \cdot \mu_0 \cdot \eta_{DO} \cdot Re_i / (4 \cdot \rho \cdot f_H \cdot m). \quad (3.31)$$

Параметры механизмов подачи позволяют рассчитать максимально возможные скорости перемещения верхнего гидравлического патрона бурового станка вниз ( $v_{max}^H$ ), вверх ( $v_{max}^B$ ) и при выполнении операции «быстрый подъём» ( $v_{max}^{6П}$ ):

$$v_{max}^H = Q_{HT} \cdot \eta_{HO} / (f_B \cdot m), \quad (3.32)$$

$$v_{max}^B = Q_{HT} \cdot \eta_{HO} / (f_H \cdot m), \quad (3.33)$$

$$v_{max}^{6П} = Q_{HT} \cdot \eta_{HO} / (f_{ш} \cdot m), \quad (3.34)$$

Применим формулы (2.23), (2.24) и (3.32) – (3.34) к гидросистемам механизмов подачи буровых установок ряда УКБ [69]:

#### 1. УКБ-3

$$Q_{HT} = 14,7 \text{ л/мин} = 2,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$D_{II} = 70 \text{ мм} = 0,07 \text{ м}; d_{ш} = 35 \text{ мм} = 0,035 \text{ м};$$

$$f_B = 2,89 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; f_H = 3,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; f_{ш} = 9,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; m = 2;$$

$$v_{max}^H = 0,042 \text{ м/с} = 149 \text{ м/ч};$$

$$v_{max}^B = 0,031 \text{ м/с} = 112 \text{ м/ч};$$

$$v_{max}^{6П} = 0,125 \text{ м/с} = 450 \text{ м/ч}.$$

#### 2. УКБ-4

$$Q_{HT} = 12 \text{ л/мин} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$D_{II} = 90 \text{ мм} = 0,09 \text{ м}; d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м};$$

$$f_B = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; f_H = 6,36 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; f_{ш} = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; m = 2;$$

$$v_{max}^H = 0,023 \text{ м/с} = 81 \text{ м/ч};$$

$$v_{\max}^B = 0,016 \text{ м/с} = 56 \text{ м/ч};$$

$$v_{\max}^{\text{бп}} = 0,05 \text{ м/с} = 180 \text{ м/ч}.$$

### 3.УКБ-5

$$Q_{\text{HT}} = 18 \text{ л/МИН} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$D_{\text{П}} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}; d_{\text{Ш}} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м};$$

$$f_{\text{В}} = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; f_{\text{Н}} = 8,66 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; f_{\text{Ш}} = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; m = 2;$$

$$v_{\max}^{\text{H}} = 0,022 \text{ м/с} = 79 \text{ м/ч};$$

$$v_{\max}^{\text{B}} = 0,017 \text{ м/с} = 61 \text{ м/ч};$$

$$v_{\max}^{\text{бп}} = 0,075 \text{ м/с} = 270 \text{ м/ч}.$$

### 4.УКБ-7

$$Q_{\text{HT}} = 25 \text{ л/МИН} = 4,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$D_{\text{П}} = 140 \text{ мм} = 0,14 \text{ м}; d_{\text{Ш}} = 65 \text{ мм} = 0,065 \text{ м};$$

$$f_{\text{В}} = 0,0121 \text{ м}^2; f_{\text{Н}} = 0,0154 \text{ м}^2; f_{\text{Ш}} = 3,32 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; m = 2;$$

$$v_{\max}^{\text{H}} = 0,017 \text{ м/с} = 61 \text{ м/ч};$$

$$v_{\max}^{\text{B}} = 0,014 \text{ м/с} = 49 \text{ м/ч};$$

$$v_{\max}^{\text{бп}} = 0,062 \text{ м/с} = 221 \text{ м/ч}.$$

Экспериментальные значения чисел Рейнольдса  $Re_i$  (3.24) – (3.26) и полученные уравнения (3.29) – (3.31) позволяют установить диапазоны значений механической скорости бурения, соответствующие областям (подобластям) гидравлических сопротивлений).

1.Линейная область гидравлических сопротивлений (ламинарный режим течения рабочей жидкости гидравлического механизма подачи буровой установки)[41-47].

$$v_{\text{M1}} \geq (Q_{\text{HT}} \cdot \eta_{\text{HO}} - \pi \cdot d_{\text{Э1}}^2 \cdot \mu_0 \cdot Re_i / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{\text{ДО}} / (f_{\text{В}} \cdot m), \quad (3.35)$$

$$v_{\text{MНЗ}} \geq (Q_{\text{HT}} \cdot \eta_{\text{HO}} - \pi \cdot d_{\text{ЭНЗ}}^2 \cdot \mu_0 \cdot Re_i / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{\text{ДО}} / (f_{\text{В}} \cdot m), \quad (3.36)$$

$$v_{\text{M2}} \leq \pi \cdot d_{\text{Э2}}^2 \cdot \mu_0 \cdot \eta_{\text{ДО}} \cdot Re_i / (4 \cdot \rho \cdot f_{\text{Н}} \cdot m), \quad (3.37)$$

где  $Re_i = 40$ .

2.Нелинейные доквадратические подобласти гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения рабочей жидкости гидравлического механизма подачи буровой установки) [41-47].

$$(Q_{\text{HT}} \cdot \eta_{\text{HO}} - \pi \cdot d_{\text{Э1}}^2 \cdot \mu_0 \cdot 40000 / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{\text{ДО}} / (f_{\text{В}} \cdot m) < v_{\text{M1}} < (Q_{\text{HT}} \cdot \eta_{\text{HO}} - \pi \cdot d_{\text{Э1}}^2 \cdot \mu_0 \cdot 40 / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{\text{ДО}} / (f_{\text{В}} \cdot m). \quad (3.38)$$

$$(Q_{HT} \cdot \eta_{HO} - \pi \cdot d_{\varepsilon 1}^2 \cdot \mu_o \cdot 40000 / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_B \cdot m) < v_{MНЗ} < (Q_{HT} \cdot \eta_{HO} - \pi \cdot d_{\varepsilon 1}^2 \cdot \mu_o \cdot 40 / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_B \cdot m). \quad (3.39)$$

$$\pi \cdot d_{\varepsilon 2}^2 \cdot \mu_o \cdot \eta_{до} \cdot 40 / (4 \cdot \rho \cdot f_H \cdot m) < v_{M2} < \pi \cdot d_{\varepsilon 2}^2 \cdot \mu_o \cdot \eta_{до} \cdot 40000 / (4 \cdot \rho \cdot f_H \cdot m). \quad (3.40)$$

3. Нелинейная квадратическая подобласть гидравлических сопротивлений (турбулентный режим течения рабочей жидкости гидравлического механизма подачи буровой установки)[41-47].

$$v_{M1} \leq (Q_{HT} \cdot \eta_{HO} - \pi \cdot d_{\varepsilon 1}^2 \cdot \mu_o \cdot Re_i / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_B \cdot m), \quad (3.41)$$

$$v_{MНЗ} \leq (Q_{HT} \cdot \eta_{HO} - \pi \cdot d_{\varepsilon 3}^2 \cdot \mu_o \cdot Re_i / (4 \cdot \rho)) \cdot \eta_{до} / (f_B \cdot m), \quad (3.42)$$

$$v_{M2} \geq \pi \cdot d_{\varepsilon 2}^2 \cdot \mu_o \cdot \eta_{до} \cdot Re_i / (4 \cdot \rho \cdot f_H \cdot m), \quad (3.43)$$

где  $Re_i = 40000$ .

Расчётные значения механической скорости бурения, соответствующие турбулентной доквадратической и ламинарной линейным областям сопротивлений гидравлических дросселей и напорных золотников, применительно к буровым установкам ряда УКБ, представлены в табл. 1 – 4 [41-47]. Буровые установки ряда УКБ оснащены [69] 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 [50; 69]. Данные, представленные в табл. 2 – 4 [41-47] 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 скорости подачи.

Анализ результатов проведённых исследований, представленных в табл. 1 – 4, показывает:

1. Режим течения рабочей жидкости гидропривода через проходное отверстие гидравлического дросселя и щель напорного золотника определяется величиной механической скорости бурения.

2. При параллельной схеме подключения гидравлического дросселя при бурении скважины в горных породах невысоких категорий по буримости режим течения рабочей жидкости гидропривода в дроссельной щели ламинарный ( $Re_i \leq 40$ ) или турбулентный доквадратический ( $40 < Re_i < 40000$ ), а при разбуривании пород средних категорий по буримости и пород высоких категорий – турбулентный квадратический ( $Re_i \geq 40000$ ).

3. При последовательной схеме подключения гидравлического дросселя и параллельной – напорного золотника:

3.1. В процессе углубки скважины в горных породах невысоких категорий по буримости режим течения рабочей жидкости гидропривода в дроссельной щели турбулентный квадратический ( $Re_i \geq 40000$ ), а в проходном отверстии напорного золотника – ламинарный ( $Re_i \leq 40$ ) или турбулентный доквадратический ( $40 < Re_i < 40000$ ).

3.2. В процессе разбуривания пород средних категорий по буримости и пород высоких категорий режим течения рабочей жидкости гидропривода в дроссельной щели ламинарный ( $Re_i \leq 40$ ) или турбулентный доквадратический ( $40 < Re_i < 40000$ ), а в проходном отверстии напорного золотника – турбулентный квадратический ( $Re_i \geq 40000$ ).

Следовательно, использование зависимостей (2.1) и (2.47) при описании работы гидравлического механизма подачи (формулы (2.35), (2.42), (2.46), (2.58), (2.67)), характерных исключительно для турбулентной квадратической области гидравлических сопротивлений, независимо от значений механической скорости бурения [48 – 54], является некорректным. Для корректного анализа режима подачи бурового инструмента необходимо вначале по величине числа Рейнольдса (3.17) – (3.19) установить режим течения рабочей жидкости гидропривода (3.20) – (3.22) в проходном отверстии гидравлического дросселя и/или щели напорного золотника, а затем выбрать уравнения, учитывающие взаимосвязь объёмного расхода рабочей жидкости и потери давления при данной (прогнозируемой, ожидаемой или измеряемой) механической скорости бурения скважины.

### **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.

Научная новизна - применив полученные уравнения (3.29), (3.31) и представленные неравенства к гидросистемам механизмов подачи буровых установок ряда УКБ, впервые установлено реальное существование режимов работы в доквадратических подобластях сопротивлений и имеющих достаточно широкий диапазон интервала работы и с этим тесно связана точность регулирования работы гидравлического механизма подачи буровых установок.

### **3.3. Влияние местных гидравлических сопротивлений на потери давления и параметры течения рабочей жидкости, взаимосвязь гидравлических параметров работы механизма подачи буровых установок и основных параметров режима бурения скважины**

Потерю давления в произвольном местном гидравлическом сопротивлении (например, в гидравлическом дросселе или напорном золотнике)  $P_{mi}$ ,

затрачиваемую на преодоление сил внутреннего трения в жидкости [29]  $P_{mi} = P_{tri}$ , принято рассчитывать по формуле Вейсбаха [4; 5; 8; 30; 55; 56; 71]:

$$P_{mi} = P_{tri} = \xi_i \cdot \rho \cdot v_i^2 / 2 = \xi_i \cdot \rho \cdot Q_i^2 / (2 \cdot f_i^2) = \xi_i \cdot M_i^2 / (2 \cdot \rho \cdot f_i^2), \quad (3.44)$$

где  $P_{mi}$  – потеря давления в местном гидравлическом сопротивлении;  $P_{tr}$  – 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  $f_i \equiv f_{нз}$ .

Формулу Вейсбаха (111) можно записать иначе:

$$Q_i = f_i \cdot (2 \cdot P_{tri} / (\xi_i \cdot \rho))^{0,5} = (1 / \xi_i)^{0,5} \cdot f_i \cdot (2 \cdot P_{tri} / \rho)^{0,5}. \quad (3.45)$$

Так как величина  $\xi_i$  в общем случае зависит как от средней скорости движения жидкости  $v_i$  (следовательно, от объёмного  $Q_i$  или массового  $M_i$  расхода), а также от формы и площади отверстия  $f_i$ , то формулы (3.44) и (3.45) справедливы для любого режима течения жидкости в местном гидравлическом сопротивлении [71]:

$$\xi_i = f(v_i; Q_i; M_i; f_i). \quad (3.46)$$

Напротив, исключительно для турбулентного квадратического режима течения жидкости в местном гидравлическом сопротивлении справедливы зависимости (2.1) и (2.47), в которых  $\mu_i \approx idem$  (величина коэффициента  $\mu_i$ , в них входящего, зависит только от геометрии отверстия [71]):

$$\mu_i \neq f(v_i; Q_i; M_i), \quad (3.47)$$

где  $\mu_i$  – коэффициент расхода жидкости через местное гидравлическое сопротивление,  $\mu_i \approx idem$  (для проходного отверстия гидравлического дросселя  $\mu_i \equiv \mu_{др1}$  или  $\mu_i \equiv \mu_{др2}$ , для щели напорного золотника  $\mu_i \equiv \mu_{нз}$ ).

Зависимости (2.1) и (2.47) для произвольного местного гидравлического сопротивления можно представить в общем виде:

$$Q_i = \mu_i \cdot f_i \cdot (2 \cdot P_{\text{тр}i} / \rho)^{0,5}. \quad (3.48)$$

Сравнение зависимостей (3.45) и (3.48) показывает, что при условии

$$\mu_i = (1 / \zeta_i)^{0,5} = 1 / \xi_i^{0,5} \quad (3.49)$$

формула (3.48), а, следовательно, и зависимости (2.1) и (2.47), преобразуются в формулу Вейсбаха, справедливую для любого режима течения жидкости в местном гидравлическом сопротивлении [71].

При малых значениях чисел Рейнольдса коэффициент местных гидравлических сопротивлений рекомендуется определять по формуле [4; 5]:

$$\zeta_i = \& / Re_i^w, \quad (3.50)$$

где  $\&$  – коэффициент, зависящий от вида местного гидравлического сопротивления, диаметра проходного отверстия, его формы и других факторов;  $w$  – показатель степени,  $w < 1$ , при уменьшении числа Рейнольдса  $w \rightarrow 1$ ;  $Re_i$  – значение числа 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 ( $Re_i \equiv Re_{\text{нз}}$ ).

Таким образом, при очень малых значениях чисел Рейнольдса (линейная область гидравлических сопротивлений, ламинарный режим течения жидкости) зависимость (3.50) принимает вид:

$$\zeta_i = \& / Re_i. \quad (3.51)$$

Справедливость зависимости (3.51) подтверждена многочисленными опытами [4; 5] (Иогансона, Погорелова В.И., Френкеля Н.З., Прокофьева В.Н. и др.).

Экспериментальные исследования истечения вязких жидкостей через отверстия, проводившиеся под руководством Альтшуля А.Д. [4; 5], подтвердили правомочность формулы Вюста [75], представляющей собой частный случай зависимости (3.51) при  $\& = 25,2$ :

$$\begin{aligned} \zeta_i &= 25,2 / Re_i = 25,2 \cdot \nu_0 / (v_i \cdot d_3) = 25,2 \cdot \mu_0 / (\rho \cdot v_i \cdot d_3) = 25,2 \cdot f_i \cdot \mu_0 / (\rho \cdot Q_i \cdot d_3) \\ &= 25,2 \cdot f_i \cdot \mu_0 / (M_i \cdot d_3). \end{aligned} \quad (3.52)$$

Для очень больших чисел Рейнольдса (квадратическая область гидравлических сопротивлений, турбулентный режим течения жидкости) [4; 5]:

$$\zeta_i = \zeta_i^{\text{KB}}, \quad (3.53)$$

где  $\xi_i^{KB}$  – коэффициент местных гидравлических сопротивлений в квадратической области.

Преобразуя зависимость (3.49) при условии (3.53), получим для квадратической области гидравлических сопротивлений:

$$\xi_i = \xi_i^{KB} = (1 / \mu_i)^2 = 1 / \mu_i^2, \quad (3.54)$$

где  $\mu_i \approx idem$ .

Альтшулем А.Д. предложена [4; 5; 8] обобщающая формула, справедливая для всей области гидравлических сопротивлений:

$$\xi_i = 25,2 / Re_i + \xi_i^{KB}. \quad (3.55)$$

Первое слагаемое уравнения (3.55) 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 (3.55) подтверждается, например, результатами опытных исследований Жданова И.А., представленными в работах [4; 5] и на рис. 3.2.

Экспериментальные исследования гидравлических сопротивлений дроссельных устройств регулирующих клапанов, проводившиеся в НИИавтоматики, позволили установить зависимость коэффициента  $\&$  в формуле (3.51) и коэффициента  $\xi_{др}^{KB}$  в формуле (3.55) от геометрических параметров дроссельного устройства и корпуса клапана [4 – 7; 11; 12]:

$$\& = 4,1 \cdot \mathcal{L} / d_{\text{эдр}} + 23, \quad (3.56)$$

где  $\mathcal{L}$  – глубина погружения плунжера дроссельного устройства (глубина канала в дроссельном устройстве);  $d_{\text{эдр}}$  – эквивалентный диаметр проходного отверстия дросселя.

В случаях, когда профилированная часть плунжера при полном открытии регулирующего клапана полностью выходит из седла клапана и при промежуточных открытиях, когда профилированная часть плунжера располагается по всей высоте  $\mathcal{L}_c$  седла клапана, величина  $\mathcal{L}$  принимается равной высоте седла дроссельного устройства:  $\mathcal{L} = \mathcal{L}_c$  [4; 5].

$$\xi_{др}^{KB} = 0,18 + (1 - f_{пр} / f_{вх}), \quad (3.57)$$

где  $\xi_{др}^{KB}$  – коэффициент местных квадратических гидравлических сопротивлений в дроссельном устройстве регулирующего клапана;  $f_{пр}$  – площадь потока рабочей жидкости в проходном сечении, определяемая как площадь бо-

ковой поверхности усеченного конуса [4; 5];  $f_{вх}$  – площадь поперечного сечения потока рабочей жидкости во входном патрубке дроссельного устройства.

Результаты опытных исследований зависимости коэффициента местных гидравлических сопротивлений в дроссельном устройстве регулирующего клапана  $\xi_{др}$  от величины числа Рейнольдса  $Re_{др}$  для потока жидкости в дроссельном устройстве  $\xi_{др} = f(Re_{др})$ , выполненные в НИИавтоматики, представлены в работах [4 – 7; 11; 12] и на рис. 3.3.

Обозначим

$$\alpha_i = f_i / f_{вх/выхi}, \quad (3.58)$$

где  $\alpha_i$  – степень сжатия потока в гидравлическом дросселе ( $\alpha_i = \alpha_1$  или  $\alpha_i = \alpha_2$ ) или напорном золотнике ( $\alpha_i = \alpha_{нз}$ );  $f_i$  – площадь поперечного сечения потока рабочей жидкости, движущегося в проходном отверстии (щели) гидравлического дросселя ( $f_i \equiv f_{др1}$  или  $f_i \equiv f_{др2}$ ) или напорного золотника ( $f_i \equiv f_{нз}$ );  $f_{вх/выхi}$  – площадь поперечного сечения потока рабочей жидкости гидропривода во входном (выходном) патрубке гидравлического дросселя ( $f_{вх/выхi} \equiv f_{вх/вых1}$  или  $f_{вх/выхi} \equiv f_{вх/вых2}$ ) или напорного золотника ( $f_{вх/выхi} \equiv f_{вх/выхнз}$ ).

После подстановки решений (3.56) и (3.57) в уравнение (3.55) (применительно к проходному отверстию (щели) гидравлического дросселя или напорного золотника механизма подачи буровой установки) и преобразований, получим [41-47]:

$$\xi_i = ((4,1 \cdot \epsilon_i / d_{эi} + 23) / (Re_i \cdot \alpha_i^{0,5}) + 0,18 + (1 - \alpha_i)^2) \cdot \alpha_i^2. \quad (3.59)$$

В практически наиболее значимых случаях (при  $\alpha_i \leq 0,6$ ) для определения величины  $\xi_i^{KB}$  в уравнении (3.55) вместо решения (3.59) Альтшуль А.Д. рекомендует [4; 5] воспользоваться следующей зависимостью:

$$\xi_i^{KB} = (1 / \epsilon_i + \alpha_i)^2, \quad (3.60)$$

где  $\epsilon_i$  – коэффициент сжатия струи рабочей жидкости гидропривода при протекании через местное гидравлическое сопротивление (для гидравлического дросселя  $\epsilon_i = \epsilon_1$  или  $\epsilon_i = \epsilon_2$ , для напорного золотника  $\epsilon_i = \epsilon_{нз}$ ).

В соответствии с формулой, полученной Альтшулем А.Д. [4; 5; 8],

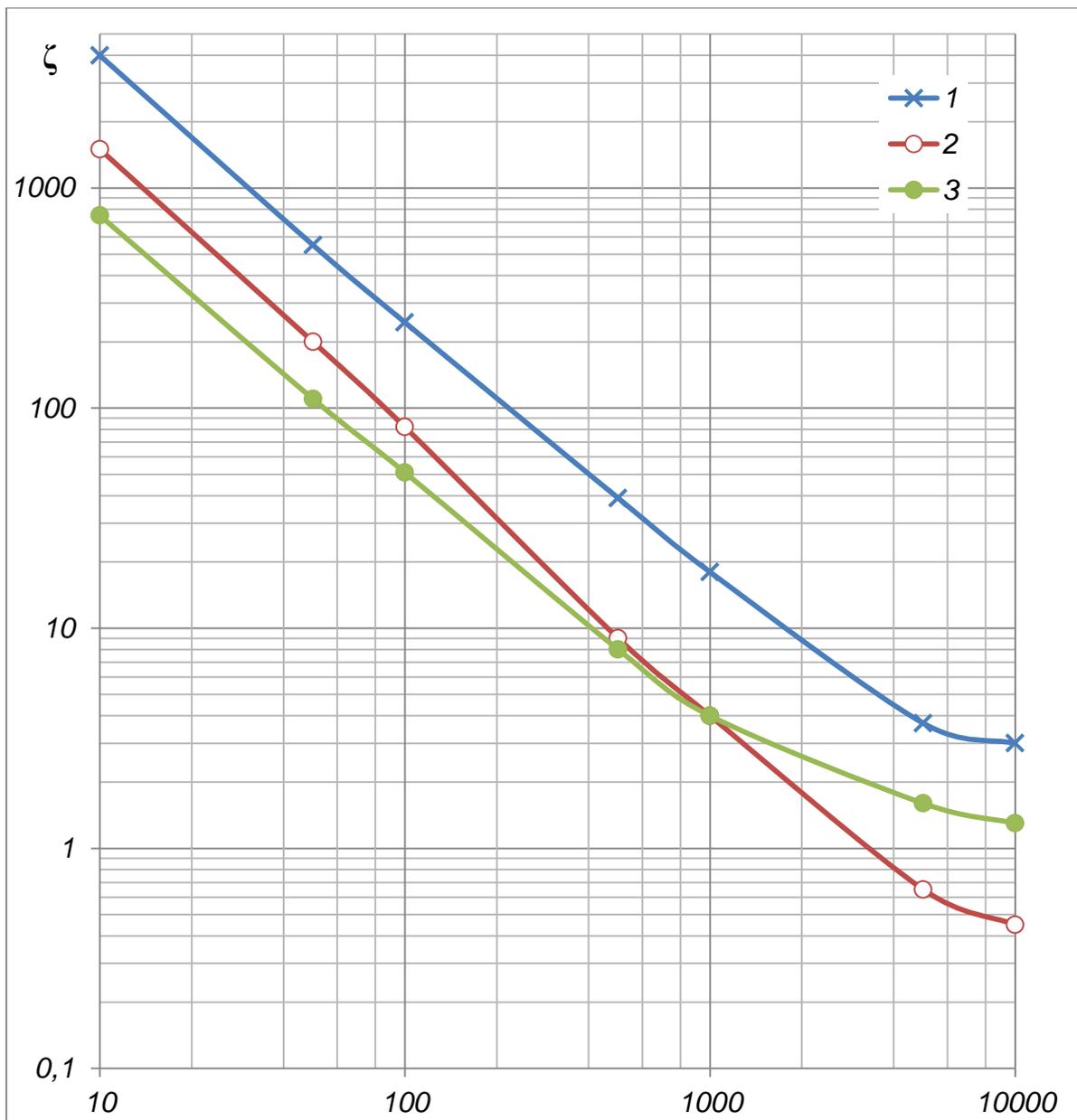
$$\epsilon_i = 0,57 + 0,043 / (1,1 - \alpha_i). \quad (3.61)$$

Тогда

$$\xi_i = 25,2 / Re_i + (1 / \epsilon_i + \alpha_i)^2. \quad (3.62)$$

Следовательно, в соответствии с уравнением (3.49), имеем:

$$\mu_i = 1 / (25,2 / Re_i + (1 / \epsilon_i + \alpha_i)^2)^{0,5}. \quad (3.63)$$

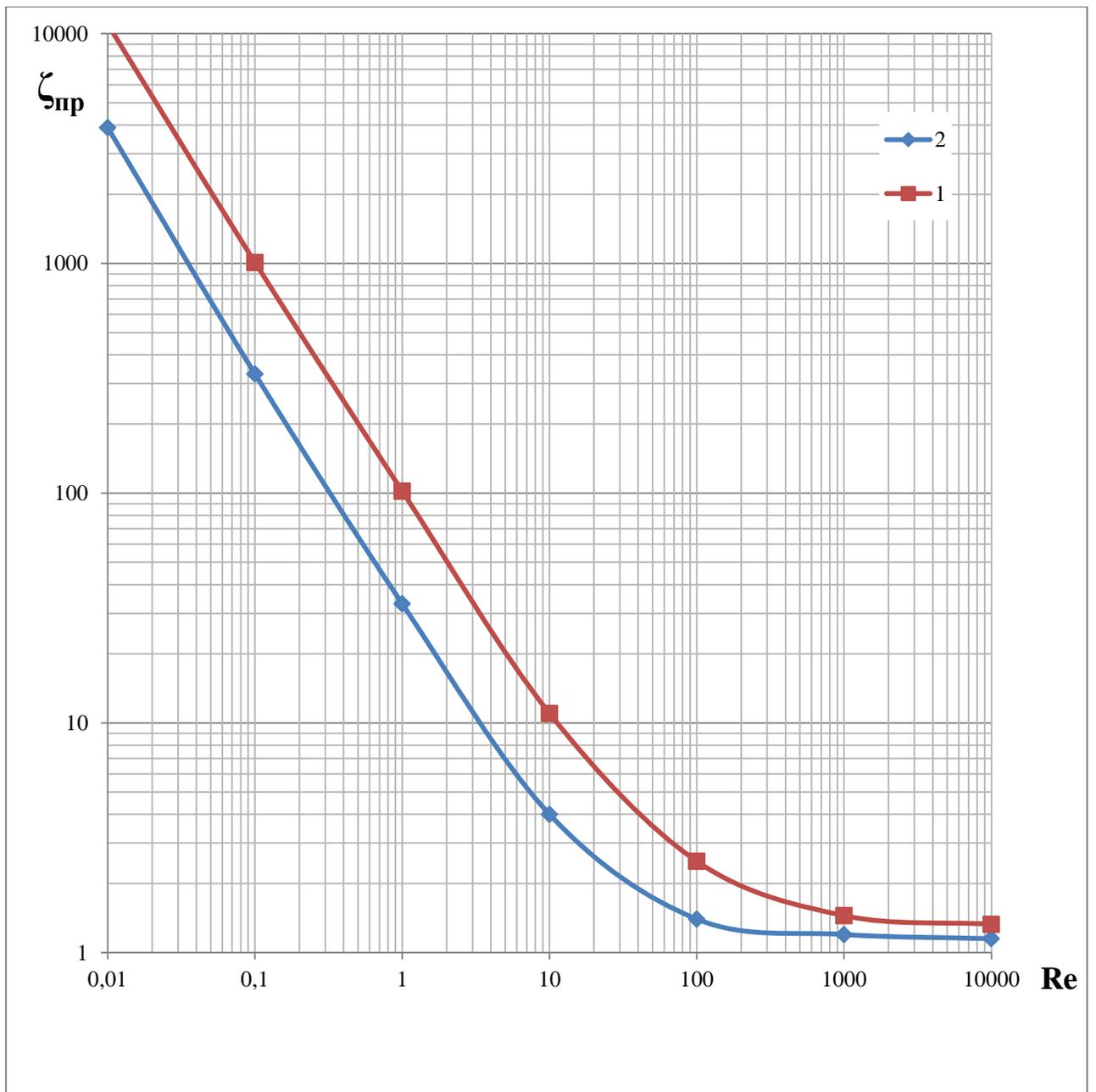


**Рис. 3.2.** Результаты экспериментальных исследований зависимости коэффициента местных гидравлических сопротивлений  $\zeta$  от величины числа Рейнольдса  $Re$  по опытным данным Жданова И.А. [4; 5]:

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



**Рис. 3.3.** 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 Везирианом Р.Е., Арзумановым Э.С. и Альтшулем А.Д. [4 – 6]:

1 –  $f_{пр} / f_{вх} = 0,01$ ,  $\delta / d_{эдр} = 19,2$ ;

2 –  $f_{пр} / f_{вх} = 0,05$ ,  $\delta / d_{эдр} = 2,2$

Использование в полученных выше решениях (формулы (2.35), (2.42), (2.46), (2.58), (2.67)) предложенной Альтшулем А.Д. [4; 5] обобщённой зависимости (3.62), справедливой для всей области гидравлических сопротивлений, позволяет установить взаимосвязь осевой нагрузки на ПРИ  $S_{oc}$  с выходными показателями процесса углубки скважины (механической скоростью бурения  $v_{mi}$ , 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  $G_{oc}$ , 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  $\mu_1$  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  $\varepsilon$ , площадью  $f$  и эквивалентным диаметром  $d_3$  поперечного сечения проходного отверстия гидравлического дросселя и/или напорного золотника, степенью сжатия потока в местном гидравлическом сопротивлении  $\varkappa$ ).

### 3.4. Установление основных величин и зависимостей

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 и зависимостей.

1. Степень сжатия потока рабочей жидкости гидропривода в гидравлическом дросселе и/или напорном золотнике по формуле (3.58).

$$\varkappa_1 = f_1 / f_{вх/вых1}, \quad (3.64)$$

$$\varkappa_{нз} = f_{нз} / f_{вх/выхнз}, \quad (3.65)$$

$$\varkappa_2 = f_2 / f_{вх/вых2}. \quad (3.66)$$

2. Коэффициент сжатия струи рабочей жидкости в гидравлическом дросселе и/или напорном золотнике по зависимости (3.61).

$$\varepsilon_1 = 0,57 + 0,043 / (1,1 - \varkappa_1), \quad (3.67)$$

$$\varepsilon_{\text{нз}} = 0,57 + 0,043 / (1,1 - \alpha_{\text{нз}}), \quad (3.68)$$

$$\varepsilon_2 = 0,57 + 0,043 / (1,1 - \alpha_2). \quad (3.69)$$

3. Число Рейнольдса для движения рабочей жидкости в отверстии (щели) местного гидравлического сопротивления по зависимостям (3.17) – (3.19) с учётом формулы (2.29).

$$Re_1 = 4 \cdot \rho \cdot (Q_{\text{нт}} \cdot \eta_{\text{но}} - h_{1\text{об}} \cdot n \cdot f_{\text{в}} \cdot m / \eta_{\text{до}}) / (\pi \cdot d_{\text{э1}}^2 \cdot \mu_0), \quad (3.70)$$

$$Re_{\text{нз}} = 4 \cdot \rho \cdot (Q_{\text{нт}} \cdot \eta_{\text{но}} - h_{1\text{об}} \cdot n \cdot f_{\text{в}} \cdot m / \eta_{\text{до}}) / (\pi \cdot d_{\text{энз}}^2 \cdot \mu_0), \quad (3.71)$$

$$Re_2 = 4 \cdot \rho \cdot h_{1\text{об}} \cdot n \cdot f_{\text{н}} \cdot m / (\pi \cdot d_{\text{э2}}^2 \cdot \mu_0 \cdot \eta_{\text{до}}). \quad (3.72)$$

4. Коэффициент местных гидравлических сопротивлений по формуле (3.62).

$$\xi_1 = 25,2 / Re_1 + (1 / \varepsilon_1 + \alpha_1)^2, \quad (3.73)$$

$$\xi_{\text{нз}} = 25,2 / Re_{\text{нз}} + (1 / \varepsilon_{\text{нз}} + \alpha_{\text{нз}})^2, \quad (3.74)$$

$$\xi_2 = 25,2 / Re_2 + (1 / \varepsilon_2 + \alpha_2)^2. \quad (3.75)$$

5. Зависимость осевой нагрузки на ПРИ от показателей процесса углубки скважины и параметров гидравлического механизма подачи буровой установки по зависимостям (2.35) и (2.58) с учётом формулы (3.63).

5.1. Схема с параллельным гидроцилиндру (гидродвигателю) подключением гидравлического дросселя механизма подачи [41-47].

$$C_{\text{ос}} = \rho \cdot f_{\text{в}} \cdot (Q_{\text{нт}} \cdot \eta_{\text{но}} - h_{1\text{об}} \cdot n \cdot f_{\text{в}} \cdot m / \eta_{\text{до}})^2 / (2 \cdot f_1^2 / (25,2 / Re_1 + (1 / \varepsilon_1 + \alpha_1)^2)) + G_{\text{ос}} - P_{\text{н}} \cdot f_{\text{н}} \cdot m \cdot \eta_{\text{дг}} \cdot \eta_{\text{дм}}. \quad (3.76)$$

5.2. Схема с последовательным по отношению к гидроцилиндру (гидродвигателю) подключением гидравлического дросселя механизма подачи и параллельным – напорного золотника (дросселирующего клапана) [41-47].

$$C_{\text{ос}} = ((Q_{\text{нт}} \cdot \eta_{\text{но}} - h_{1\text{об}} \cdot n \cdot f_{\text{в}} \cdot m / \eta_{\text{до}})^2 \cdot f_{\text{в}} / (f_{\text{нз}}^2 / (25,2 / Re_{\text{нз}} + (1 / \varepsilon_{\text{нз}} + \alpha_{\text{нз}})^2)) - (h_{1\text{об}} \cdot n \cdot f_{\text{н}} \cdot m / \eta_{\text{до}})^2 \cdot f_{\text{н}} / (f_2^2 / (25,2 / Re_2 + (1 / \varepsilon_2 + \alpha_2)^2))) \cdot \rho \cdot m \cdot \eta_{\text{дг}} \cdot \eta_{\text{дм}} / 2 + G_{\text{ос}}. \quad (3.77)$$

В гидравлической схеме механизма подачи бурового инструмента с последовательным по отношению к гидроцилиндру (гидродвигателю) подключением гидравлического дросселя и параллельным – напорного золотника (дросселирующего клапана, рис. 2.4) маслонасос, благодаря напорному золотнику, развивает в соответствии с формулой (2.51) постоянное давление  $P_B = P_{H3}$  в верхних полостях гидроцилиндров [30; 54] при переменном расходе масла  $Q_{H3}$ , через золотник протекающего:

$$P_B = P_{H3} \approx idem. \quad (3.78)$$

Обычно давление  $P_B = P_{H3} \approx idem$  выбирается из условия максимально допустимой нагрузки на гидроцилиндр [30] и возможностей маслонасоса.

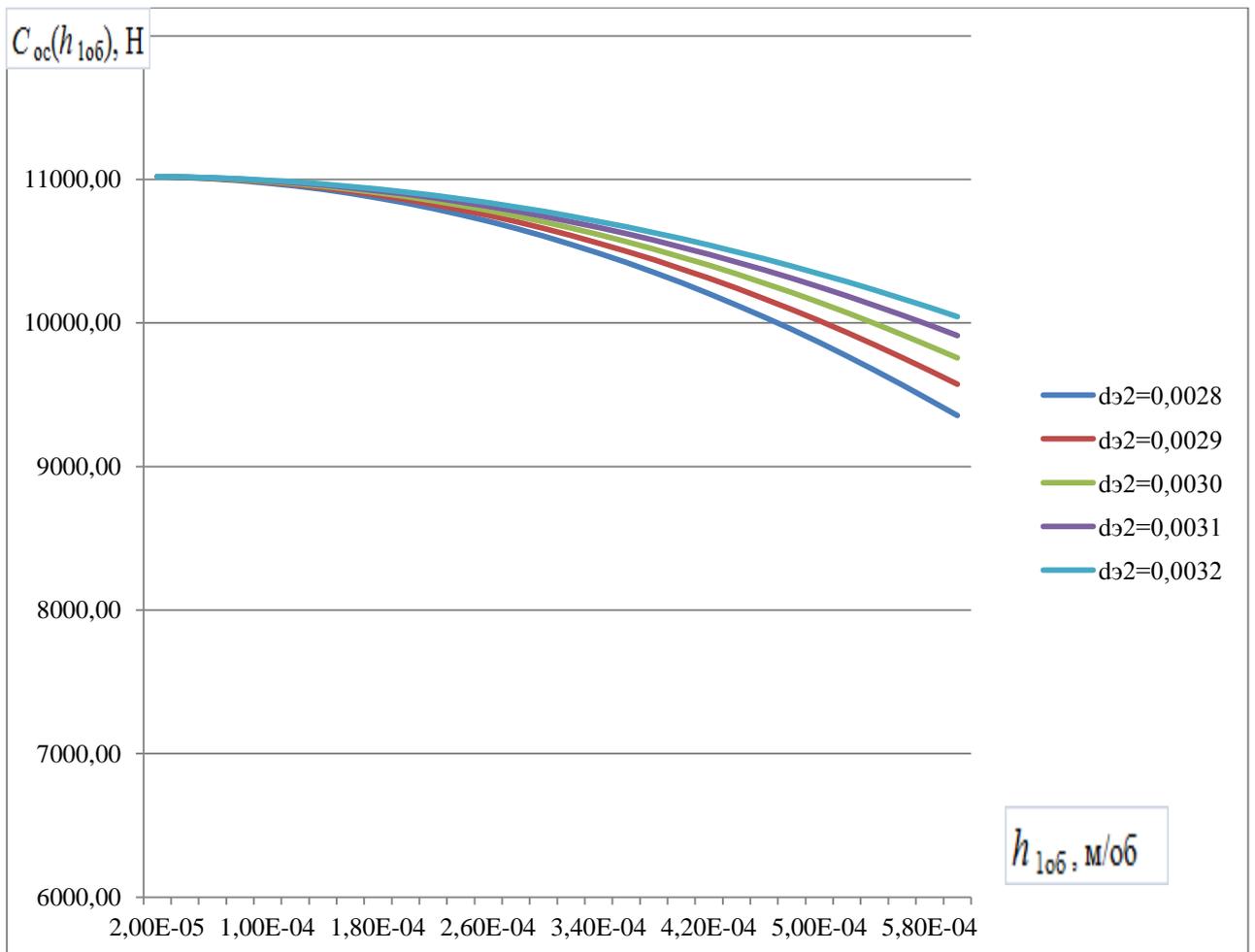
Использование условия (3.78) в полученных выше зависимостях (2.58) и (3.77) форму представления последних можно упростить.

В результате зависимости (2.58) и (3.77) примут более компактный вид соответственно [41-47]:

$$C_{oc} = (P_B \cdot f_B - \rho \cdot h_{1ob}^2 \cdot n^2 \cdot f_H^3 \cdot m^2 / (2 \cdot \mu_2^2 \cdot f_2^2 \cdot \eta_{до}^2)) \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} + G_{oc}. \quad (3.79)$$

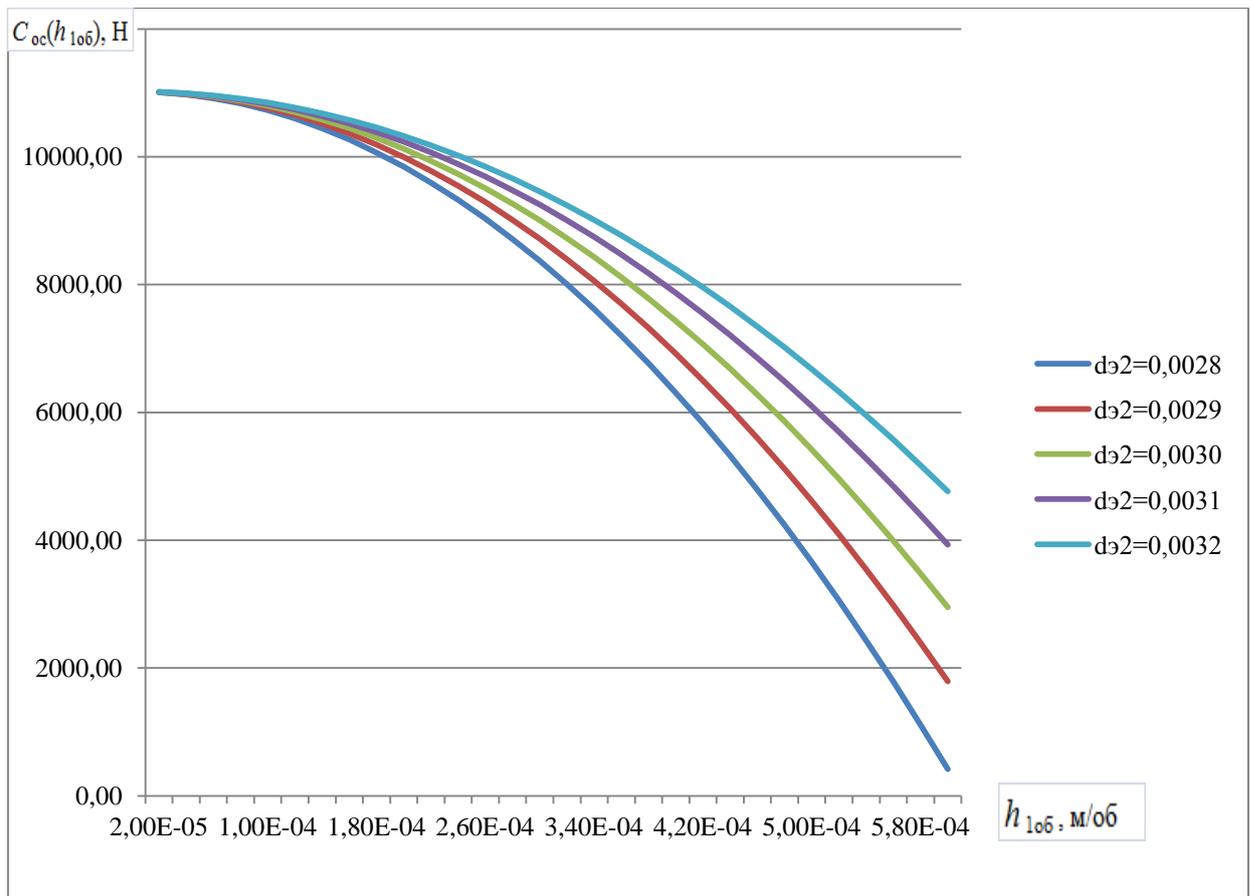
$$C_{oc} = (P_B \cdot f_B - \rho \cdot h_{1ob}^2 \cdot n^2 \cdot f_H^3 \cdot m^2 \cdot (25,2 / Re_2 + (1 / \varepsilon_2 + \alpha_2)^2) / (2 \cdot f_2^2 \cdot \eta_{до}^2)) \cdot m \cdot \eta_{дг} \cdot \eta_{дм} + G_{oc}. \quad (3.80)$$

Графики зависимостей (3.79) и (3.80) представлены [41-47] на рис.3.4 и рис. 3.5 соответственно.



**Рис. 3.4.** Зависимость осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент  $C_{oc}$  от величины углубки породоразрушающего инструмента за его 1 оборот вокруг своей оси  $h_{1ob}$  при различных эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя  $d_{32}$ , 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 [41 - 47]:  $D_{п} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ ;

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. 3.5.** 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  $\alpha_2$  и эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя  $d_{э2}$ , подключенного последовательно гидроцилиндрам механизма подачи при  $P_B = 4 \text{ ат} = 4 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ;  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $n = 840 \text{ об/мин} = 14 \text{ об/с}$ ;  $m = 2$ ;  $\eta_{до} = 0,98$ ;  $G_{oc} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ;  $\eta_{др} = 1$ ;  $\eta_{дм} = 0,9$ ; для бурового станка СКБ-5 [41 - 47]:  $D_{п} = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м}$ ;  $d_{ш} = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$ ;  
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:  $d_{э2} = 3,2 \text{ мм} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $\alpha_2 = 0,0256$ .

### 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.

Научной новизной применительно к гидравлическим механизмам подачи буровых установок, справедливой для всей области гидравлических сопротивлений, является установление взаимосвязи осевой нагрузки на ПРИ  $S_{ос}$  с выходными показателями процесса углубки скважины (механической скоростью бурения  $v_{Mi}$ , углубкой ПРИ за 1 оборот  $h_{1об}$ ), частотой вращения бурового снаряда  $n$ , избыточным давлением рабочей жидкости в нижних полостях гидроцилиндров механизма подачи  $P_H$ , 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 маслонасоса  $Q_{HT}$ , КПД маслонасоса ( $\eta_{HO}$ ) и гидроцилиндров ( $\eta_{ДО}$ ,  $\eta_{ДМ}$ ,  $\eta_{ДГ}$ ), площадями сечения ( $f_B$ ,  $f_H$ ) и числом ( $m$ ) гидроцилиндров, величиной коэффициента расхода рабочей жидкости  $\mu_i$  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  $\varepsilon$ , площадью  $f$  и эквивалентным диаметром  $d_э$  поперечного сечения проходного отверстия гидравлического дросселя и/или напорного золотника, степенью сжатия потока в местном гидравлическом сопротивлении  $\alpha$ ).

### 3.5. Выводы по главе

1. Представленные зависимости свидетельствуют о том, что однозначный вид связи между потерей давления  $P_{тр}$  и средней скоростью движения жидкости  $v$  отсутствует. Конкретная форма функциональной зависимости определяется в основном режимом течения жидкости, а для турбулентных потоков – степенью развитости турбулентного течения, геометрией, качеством обработки и состоянием поверхности магистрالی.

2. Существующая технология бурения скважин не учитывает потенциальные возможности регулирования параметров работы механизма подачи.
3. Имеющиеся традиционные решения не учитывают все возможные области(подобласти) гидравлических сопротивлений гидравлических дросселей механизмов подачи, что делает невозможным корректное описание механики работы гидравлических механизмов подачи буровых установок во всём диапазоне гидравлических сопротивлений и ,тем самым, более точным управлением и регулированием режимами бурения буровых установок.
4. Учёт полученных зависимостей всех параметров, полученных значений, замечаний и выводов, позволяет более точно управлять параметрами режима бурения.
5. Установленная зависимость осевой нагрузки на породоразрушающий инструмент от величины углубки породоразрушающего инструмента за его один оборот при различных эквивалентных диаметрах проходного отверстия гидравлического дросселя подключённого последовательно гидроцилиндрам подачи зависит незначительно и позволяет реализовать стабилизацию подачи бурового инструмента в процессе углубки скважины незначительным изменением поперечного сечения проходного отверстия дросселя.
6. При различных степенях сжатия потока рабочей жидкости величина осевой нагрузки зависит более существенно от величины углубки и реализовать стабилизацию подачи бурового инструмента в процессе углубки скважины требует выбора дросселя другой конструкции или конструктивными изменениями в уже существующую модель, степенью обработки проходного отверстия и др.

## IV Глава

### УПРАВЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ МЕХАНИЗМОМ ПОДАЧИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК ПРИ ГИБРИДНОЙ СХЕМЕ ПОДКЛЮЧЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ

Исследование схем подключения регулирующей аппаратуры гидравлических механизмов подачи геологоразведочных буровых установок и влияния местных сопротивлений на характеристики механизма подачи, и тем самым, режимы бурения скважины, анализ зависимостей 2.35, 2.45, 2.58, 3.29, 3.31, 3.55, 3.79, 3.80 и др., и графиков данных зависимостей 2.2., 2.3., 2.5., 3.2., 3.3., 3.4., 3.5., и особенно расчётных данных приведённых в таблицах 1 – 4 [41-47] позволяют утверждать, что ламинарная линейная и турбулентная доквадратическая область течения потока гидравлической рабочей жидкости занимает более широкий диапазон при бурении геологоразведочных скважин, чем турбулентная квадратическая. Наряду с тем, нельзя не учитывать и саму турбулентную квадратическую область, когда при разных схемах подключения регулирующей аппаратуры проявляется преимущественный характер той или другой области.

При параллельной схеме подключения гидравлического дросселя при бурении геологоразведочных скважин в горных породах невысоких категорий по буримости, режим течения гидравлической рабочей жидкости гидропривода в дроссельной щели ламинарный или турбулентный доквадратический, а при разбурировании пород средних категорий по буримости и пород высоких категорий – турбулентный квадратический.

При последовательной схеме подключения гидравлического дросселя и параллельной напорного золотника в горных породах невысоких категорий по буримости режим течения гидравлической рабочей жидкости гидропривода в дроссельной щели турбулентный квадратический, а в проходном отверстии напорного золотника ламинарный или турбулентный доквадратический. В процессе разбурирования пород средних категорий по буримости и пород высоких категорий по буримости режим течения гидравлической рабочей жидкости гидропривода в дроссельной щели ламинарный или турбулентный доквадратический, а в проходном отверстии напорного золотника турбулентный квадратический.

Таким образом, чтобы избежать некорректных способов регулирования режима бурения гидравлического механизма подачи буровых установок в горных породах разных категорий по буримости или перемежающихся поро-

дах 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.4.1. 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 (линейный). Благо, гибридная схема подключения комбинированной регулирующей аппаратуры позволяет переключения требуемых схем и дросселей оперативно, быстро, и достаточно плавно, без скачков и рывков.

В качестве дросселя с линейной характеристикой (ламинарного) целесообразно применять щелевой дроссель. Так как толщина стенки пробки щелевого дросселя мала, то пропускная способность дросселя практически не зависит от вязкости жидкости. Не возникает в щелевом дросселе и облитерация, в отличие от других конструкций ламинарных дросселей, где возникает зависимость от вязкости жидкости или облитерация, в силу их конструктивных особенностей. Поэтому щелевые дроссели нашли наибольшее применение. Этот тип дросселей имеет большую аналогию и схожесть с кранами и их называют иногда крановыми дросселями. Щелевые дроссели применяются часто в гидроприводе горных машин и механизмов и их типовой ряд легко можно применить в гидравлических механизмах подачи геологоразведочных буровых установок в силу высокой стандартизации и унификации.

Таким образом 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 проходимым 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

щей аппаратуры гидравлического механизма подачи буровой установки и типа дросселя, обеспечивающих оптимальные режимы бурения скважины в данных условиях.

Таким способом на гидравлическом механизме подачи буровой установки с помощью гибридной схемы подключения комбинированной регулирующей аппаратуры рис.4.1. возможно добиться более эффективного 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 более эффективной с точки зрения:

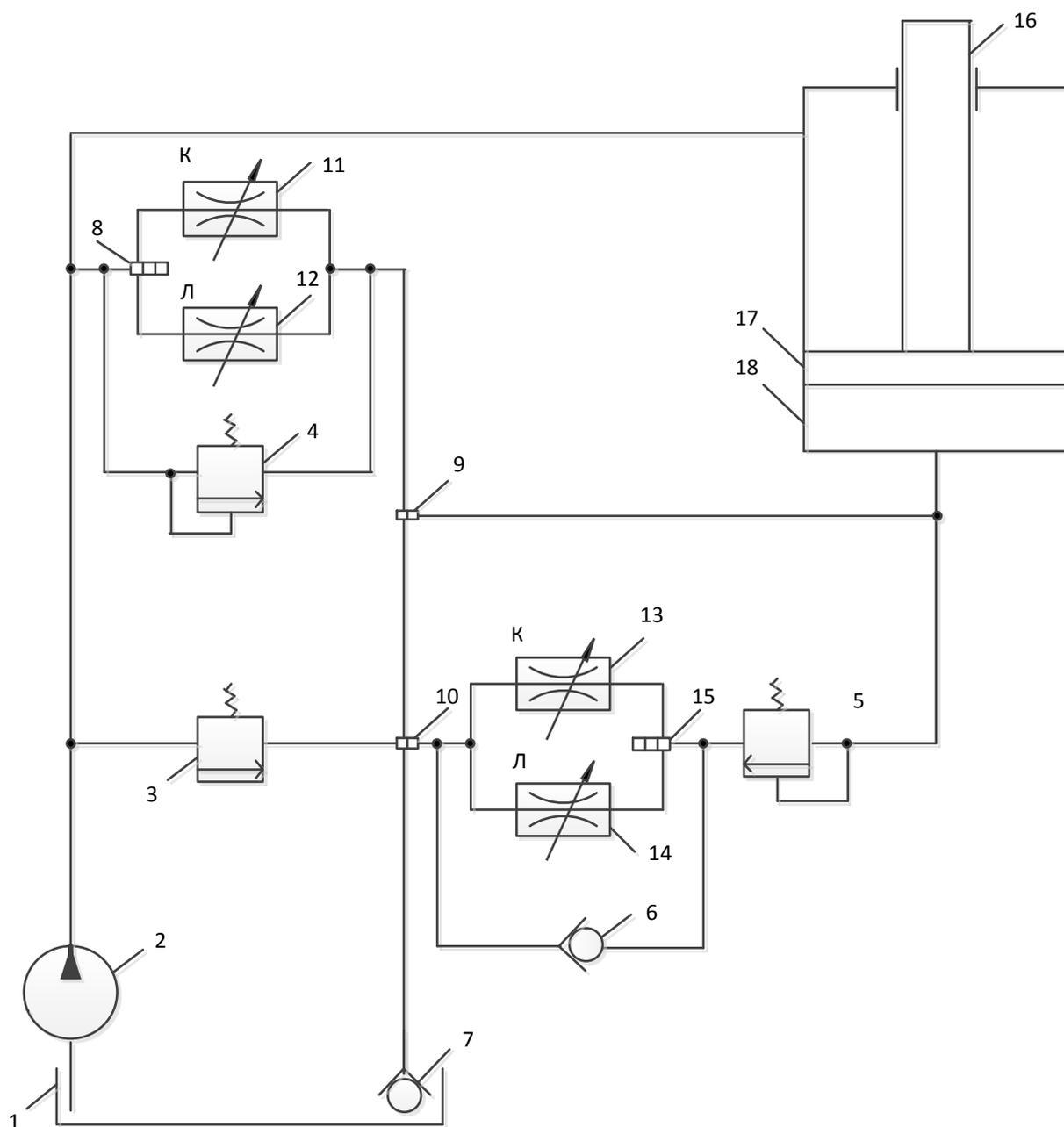
- технической – в одной буровой установке совмещены обе схемы подключения регулирующей аппаратуры(параллельная и последовательная) и оба способа управления режимами бурения(ламинарный и квадратичный дроссели);

- эргонометрической – на одном пульте управления можно расположить все регулирующие органы регулирующей аппаратуры – рычаги, переключатели, вентили и тд;

- технологической – безаварийность, повышение проходки на породоразрушающий инструмент за счёт оптимального выбора управления режимами бурения, плавность регулирования и тд;

- 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 более подходящей схемы подключения регулирующей аппаратуры и оптимального способа управления режимами бурения, уменьшение затрат времени на бурение, и тд.



**Рис.4.1.** Гибридная схема подключения комбинированной регулирующей аппаратуры: 1 – гидробак; 2 – маслонасос; 3 – напорный золотник (дресселирующий клапан); 4,5 – предохранительный клапан; 6 – обратный клапан; 7 – подпорный клапан; 8,9,10 – переключатель; 11,13 – гидравлические дроссели квадратические; 12,14 – гидравлический дроссели линейные; 15 – переключатель; 16 – шток поршня; 17 – поршень; 18 – цилиндр.

## У Глава

### **ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЁТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДЛАГАЕМЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ**

Основой расчёта экономической эффективности предлагаемых технических и технологических мер в настоящей диссертационной работе целесообразно применить исследования [61]. Авторы, подробно анализируя бурение трещиноватых и перемежающихся по твёрдости горных пород высоких категорий по буримости, отметили высокую неравномерность подачи вызывающую значительные колебания динамических нагрузок на породоразрушающий инструмент, сокращение продолжительности его работы и проходки, увеличение расхода алмазов, повышенную опасность заклинивания керна, аварийность.

Этот недостаток механизма подачи существующих конструкций гидрофицированных буровых установок, как отмечают авторы [61], можно устранить путём применения регулятора скорости подачи (дросселя), подключённого в линии слива жидкости из нижней полости цилиндров, что подтверждают проведённые стендовые испытания и опыт бурения скважин. Конструкция регулятора скорости подачи разработана с учётом возможности изготовления его в мастерских экспедиций – предельно проста, унифицирована, стандартная.

Равномерность подачи снаряда на забой позволяет увеличить проходку на породоразрушающий инструмент, снизить число самозаклиниваний керна, бурить трещиноватые зоны с более высокой осевой нагрузкой на породоразрушающий инструмент, позволяет отмечать контакты пластов, когда при изменении твёрдости пород, изменяется давление в нижней полости цилиндров, что фиксируется показаниями на манометре, не прибегая к применению сложных и дорогостоящих приборов и специальных работ.

Результаты бурения трещиноватых и перемежающихся по твёрдости горных пород VIII – XII категорий по буримости гидрофицированными буровыми установками с применением регулятора скорости подачи и без него,

импрегнированными, однослойными и многослойными алмазными коронками диаметром 59мм и более, проведённые авторами [61] во второй половине 60г.г. позволяют утверждать, что проходка на коронку увеличилась в диапазоне 30 – 60 %, длина рейса на 11 – 15%, что повлекло собой снижение количества потребляемых коронок на 50% и более, тем самым удешевление стоимости 1п.м. скважины и стоимости бурения в целом, резко снизилось число самозаклиниваний керна.

При бурении в более монолитных, но перемежающихся по твёрдости горных породах, по статистике того же автора [61], проходка на коронку увеличилась на 50 – 60% , а у некоторых типов алмазных коронок даже 2,2 раза, механическая скорость бурения повысилась на 17 – 26% и также резко снизилось число самозаклиниваний керна. Количество коронок требуемых для бурения скважин снизилось заметно в несколько раз (с 1шт. на 40м проходки с регулятором скорости подачи – до 40шт. на 700м проходки без регулятора скорости подачи сравнительно).

При бурении в сильно трещиноватых и перемежающихся по твёрдости горных породах с сильной трещиноватостью и закарстованностью влияние регулятора скорости подачи очень заметно сказывается на результатах проходки – повышение на 35 – 73%, длина рейса на 10 – 22%, механическая скорость на 20%, выход керна на 11 – 80%.

Надо отметить, что поломок регуляторов скорости подачи за это время не наблюдалось. Установлены были на станках типа ЗИФ.

Таким образом автор настоящей диссертационной работы, проведя аппроксимацию усреднённых выводов автора исследований бурения гидрофицированными буровыми установками с регулятором скорости подачи [61] на 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 современные типы алмазных и твёрдосплавных коронок установил, что при бурении в аналогичных геологических условиях:

- при среднем увеличении проходки на коронку с регулятором скорости подачи на 30 – 70%;
- при среднем увеличении длины рейса на 10 – 15%;
- при повышении механической скорости бурения на 10 – 15%;

- при снижении количества расходуемых коронок 1 – 1,5 раза;

При бурении с регулятором скорости подачи по сравнению с бурением без него, можем посчитать предполагаемую экономическую эффективность применительно к современным условиям бурения с применением гидрофицированных буровых установок с гибридной схемой подключения комбинированной регулирующей аппаратуры, как усовершенствованным аналогом регулятора скорости подачи, с достаточно высокой точностью. С оглядкой на современные условия производства буровых работ, качество изготовления и материалов современных коронок и механизмов, можем взять за основу верхние пределы значений интервалов, приведённых в работах Окмянского А.С. [61].

Расчёты проведены с использованием данных по породоразрушающему инструменту производства России и СНГ, а также передовых производителей Западной Европы, США, Канады, Японии и др.

Экономическая эффективность при расчёте на бурение 1000м.п./месяц:

коронки отечественные	коронки зарубежные
стоимость: рублей 3600 – 9000	12000 – 36000

снижение количества требуемых коронок на 100% [61]:

25шт x 3600 вместо 50шт x 3600	25шт x 12000.....50шт x 12000
90000.....180000 рублей	300000.....600000 рублей

Или (по верхним значениям интервалов):

25шт x 9000	вместо 50шт x 9000	25шт x 36000.....	50шт x 36000
225000.....	450000	рублей	900000.....1800000
			рублей

При повышении механической скорости бурения на 10 – 15% и при среднем увеличении рейса на 10 – 15%, сокращение временных затрат на проходку 1000м.п. составляет 10 – 15% и более, что значит, проходка в месяц может достигать 1200м.п. и более. С учётом новых конструкций коронок, качеством их изготовления и используемых материалов, передовизной их свойств и предлагаемой системы регулирования механизмом подачи, проходка в месяц может достигать 1500 – 1600м.п. и более, что подтверждается на практике.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Все способы регулирования гидравлического привода можно разделить на два вида [54; 75]:

- дроссельное регулирование, работающее в разомкнутой гидравлической системе за счёт частичного сброса рабочей жидкости в маслобак при постоянной подаче маслонасоса;
- объёмное регулирование, работающее в замкнутой гидравлической системе при изменении рабочего объёма насоса и/или гидравлического двигателя.

Традиционное дроссельное регулирование является энергетически менее выгодным, чем объёмное, т.к. при нём происходит сброс сжатой рабочей жидкости на слив без полезного использования её энергии. В результате уменьшается общий КПД гидропривода. По этой причине дроссельное регулирование гидропривода не применяют при мощности гидродвигателя (гидромотора) более 3 кВт [30]. Однако объёмное регулирование требует более сложного в изготовлении и эксплуатации, а следовательно, дорогостоящего оборудования – регулируемого насоса и/или регулируемого гидравлического двигателя. Кроме того, при очень малом рабочем объёме регулируемого насоса (например, при алмазном бурении скважин в горных породах высоких категорий по буримости) скорость движения выходного звена гидравлического двигателя – неравномерная [30], что не позволяет реализовать равномерную стабильную подачу бурового инструмента.

С целью создания и регулирования осевой нагрузки на ПРИ, выполнения операций перехвата, обратного перехвата и быстрого подъёма верхнего гидравлического патрона и подъёма бурового инструмента из скважины применяют гидравлические двигатели (гидромоторы) линейного действия – гидроцилиндры, оперативное регулирование рабочего объёма которых конструктивно невыполнимо. По этой причине создание осевой нагрузки на буровых установках с гидравлическими механизмами подачи производится с помощью нерегулируемых гидродвигателей.

Один из потенциально возможных путей реализации работы гидравлического механизма подачи по показателю  $v_m \approx idem$  является применение в составе гидропривода регулятора потока типа МПГ-55-32 [69], последовательно гидроцилиндрам и обеспечивающего постоянный расход жидкости, через него протекающей [28; 29]. Основным недостатком применения регулятора потока является резкое изменение осевой нагрузки на ПРИ при бурении скважин в перемежающихся по механическим свойствам горных породах. Резкое многократное изменение осевой нагрузки на ПРИ отрицательно сказывается на его стойкости (вплоть до поломки) вследствие переменных условий разрушения горных пород и удаления шлама на контакте резцов с забоем скважины.

Таким образом, механизм подачи буровой установки дроссельной конструкции является наиболее отвечающим процессу эффективной углубки скважины.

### **Основные выводы:**

1. Существующие зависимости для определения осевой нагрузки на 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 маслонасоса 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 (3.76) 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 маслонасоса при управлении приводом последнего.
6. Установленные зависимости (3.77) и (3.80) 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:**

1. Один из эффективных способов снижения коэффициента  $\lambda$  и гидравлического сопротивления трубопровода является, по традиционным сведениям [30,31], введение в поток жидкости весьма малых (от десятых до тысячных долей процента) добавок высокомолекулярных полимеров или поверхностно-активных веществ. При этом происходит увеличение

толщины пограничного слоя потока – как ламинарного подслоя, находящегося у самой стенки трубы, так и переходного слоя, расположенного между ламинарным подслоем и турбулентным ядром потока. Существенный недостаток полимерных добавок – сравнительно лёгкая их разрушаемость или, так называемая, механическая деструкция при прохождении через сужения, сжатия и расширения и тп. Чтобы её избежать, добавляют мицеллообразующие ПАВ с сильными межмолекулярными электро-статическими силами.

2. Другой способ снижения гидравлического сопротивления трубопровода – температурное воздействие на поток жидкости,  $\lambda$  при увеличении  $Re$  уменьшается за счёт снижения вязкости жидкости [30,31]. При этом повышается устойчивость ламинарного подслоя и увеличивается его толщина, что также способствует снижению  $\lambda$  и потерь напора.
3. Третий способ снижения гидравлического сопротивления – применение податливых, ограничивающих поток, поверхностей [30,31]. Для этого трубопровод изготавливают из полимерных материалов и стенки таких трубопроводов поглощают и гасят колебания в потоке жидкости и по частоте и по амплитуде. Снижение гидравлического сопротивления в таких трубопроводах составляет 25-30%, а в перспективе может быть доведено до 50%. Снижение гидравлического сопротивления в таких трубопроводах составляет 25-30%, а в перспективе может быть доведено до 50% [30,31].

Автор настоящей диссертационной работы считает утверждения первого и второго способов традиционных решений снижения гидравлического сопротивления устаревшими, взаимоисключающимися и нецелесообразными. При первом способе рабочая жидкость при уже многократном цикле сжатий в маслососе, прохождений через местные гидравлические сопротивления, сужений, сжатий в дросселе и местных сопротивлениях, нагреве и перегреве в южных районах страны, или сильном и резком охлаждении в зимнее время года или особенно в северных районах страны, резко теряет свойства, мицеллообразование останавливается и мицеллии разрушаются. Установка дополнительного радиатора охлаждения гидравлического масла является дорогой и нецелесообразной. Непоследнюю роль играет и их достаточно высокая опасность для окружающей среды в силу их ядовитости и трудноразлагаемости. Предложение и рекомендация автора диссертации состоит в целесообразности применения синтетического гидравлического масла разных марок, высокоустойчивого к перегреву или низким температурам. Его высоким достоинством является сохранение эксплуатационных свойств длительное время в критических пределах эксплуатации, под влиянием высоких или очень низких температур, сохранение вязкости и плотности в заданных требуемых интервалах. Его несомненным преимуществом является высокое сопротивление окислению атмосферным кислородом и практически ничтожная гигроскопичность, проявляющаяся высокой степенью отделения влаги, случайно попавшей в разомкнутых системах в гидросистему, в виде капель в во-

до-шламосборнике масляного бака. Использование магнитной пробки-гайки в масляном баке и фильтра тонкой очистки масла на всасывающем патрубке маслонасоса является дополнительным аргументом в пользу применения синтетических масел, вместе с их высокой инертностью к металлам, резино-техническим изделиям и минимальной подверженностью атмосферному влиянию. Также их опасность для окружающей среды сравнительно невысока. Вместе с тем, гидросистемы с синтетическими маслами очень требовательны к конструктивным элементам, как, сальники, уплотнения, инженерному исполнению гидроцилиндров и резьбовых и других соединений в силу их минимальной вязкости и малой плотности и, тем самым, высокой просачиваемости через конструктивные нетесности и неточности при изготовлении.

Третий способ снижения гидравлического сопротивления путём применения трубопроводов со стенками из податливых материалов автор диссертации считает нецелесообразным в силу тяжёлых эксплуатационных условий, частыми падениями тяжёлых металлических предметов, ударами при работе или при перемещении и др. Автором настоящей диссертационной работы предлагается уже на стадии опытно-конструкторских работ и при проектировании гидросистем буровых установок, использовать и применить современные расчёты гидравлических магистралей с учётом взаимовлияния местных сопротивлений. Не снижая эксплуатационных, технических, технологических и эргометрических преимуществ и свойств гидравлических механизмов подачи буровых установок, проектировать их гидравлические системы с учётом снижения или даже аннулирования турбулентных возмущений в гидравлической системе бурового станка от местных сопротивлений путём интерференции по частоте и амплитуде от предыдущего местного сопротивления, благо, современные достижения в гидравлике, расчёты местных гидравлических сопротивлений, зависимости и опытные данные экспериментов это вполне позволяют. Таким образом, гидравлический механизм подачи буровой установки будет обеспечивать плавную характеристику регулирования требуемых параметров бурения.

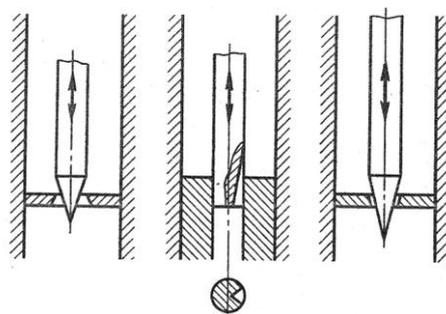
Основной рекомендацией автора настоящей диссертационной работы является применение, на основе выше изложенных расчётов, зависимостей и аналитических исследований, регулирующей аппаратуры – дросселей с линейной характеристикой рис.6.1.[4-18,20,60,62]. Таким требованиям отвечает щелевой дроссель, где проходное сечение изменяется поворотом полый пробки, в которой нанесена щель заданного профиля. Так как толщина стенки пробки мала, то пропускная способность дросселя практически не зависит от вязкости жидкости. Поэтому дроссели этого типа нашли наибольшее применение.

Также удовлетворяет требованиям канавочный линейный дроссель, в котором вставлена цилиндрическая пробка с прямоугольной винтовой нарезкой, которая меняет свою длину при перемещении пробки относительно корпуса. Канавочные дроссели склонны к облитерации, и при минимальных расходах на их пропускную способность влияет вязкость жидкости.

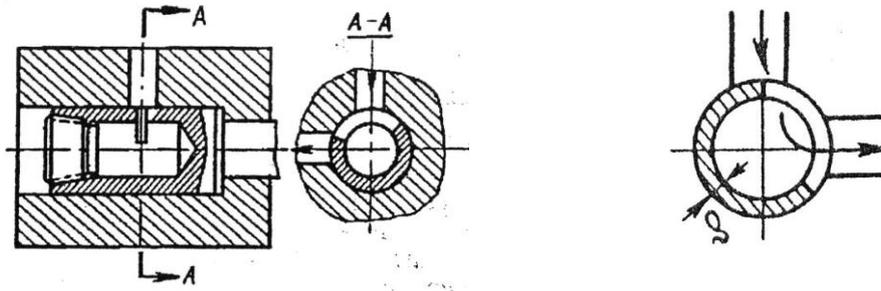
Игольчатые линейные дроссели обеспечивают строго линейную характеристику с помощью подбора профиля проходного сечения, изменение которого достигается за счёт осевого перемещения иглы. Управляемые дроссели игольчатого и щелевого типа наибольшее применение находят в гидроприводах горных машин. Недостатком игольчатых дросселей является склонность к облитерации вследствие значительного периметра кольцевой щели.

Линейную характеристику обеспечивает также многошайбовый (многоковшовый) дроссель с большим отверстием, что уменьшает его забиваемость. Пластинчатый, многошайбовый дроссель состоит из набора шайб с отверстиями, расход изменяется изменением числа шайб, находящихся на пути потока жидкости. На характеристику дросселя этого типа мало влияет облитерация и вязкость жидкости. Дроссели с линейными характеристиками часто используются в горных машинах и механизмах [38], где себя хорошо зарекомендовали.

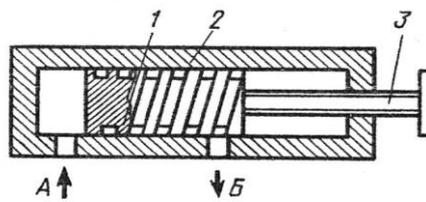
В настоящей диссертационной работе автором приведены расчёты, графики зависимостей, которые показывают, как в табл. 1 – 4 [41-47], что при бурении геологоразведочных скважин буровыми установками с гидравлическими механизмами подачи, режимы и характеристики течения рабочей жидкости через дроссель линейны и/или доквадратичны на большом интервале работы дросселя. Таким образом, 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.



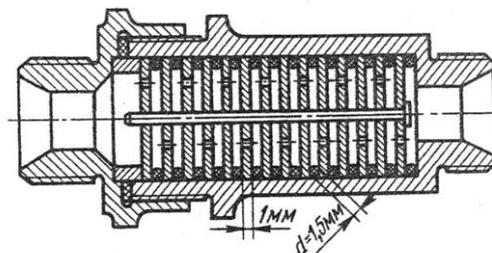
а) Схемы игольчатых дросселей



б) Схема щелевого дросселя



в) Схема канавочного линейного дросселя: 1-пробка с винтовой нарезкой; 2- корпус; 3- регулировочный винт



г) Схема многоковшового дросселя

**Рис.6.1.** Схемы линейных дросселей

Значения механических скоростей бурения скважин, соответствующие различным областям (подобластям) сопротивлений гидравлического дросселя механизма подачи буровой установки УКБ-3

Таблица 1

Тип буровой установки	Схема подключения гидравлического дросселя механизма подачи буровой установки	Эквивалентный диаметр проходного отверстия гидравлического дросселя $d_{э}$ , мм	Область (подобласть) гидравлических сопротивлений гидравлического дросселя. Экспериментальное значение числа Рейнольдса $Re_э$		
			Ламинарная линейная $Re_э \leq 40$	Турбулентная до-квадратическая $40 < Re_э < 40000$	Турбулентная квадратическая $Re_э \geq 40000$
			Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч	Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч	Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч
УКБ-3	Параллельное подключение гидравлического дросселя	1	$147 \leq v_M \leq 149$	$146 < v_M < 147$	$v_M \leq 146$
		5	$147 \leq v_M \leq 149$	$123 < v_M < 147$	$v_M \leq 123$
		10	$146 \leq v_M \leq 149$	$56 < v_M < 146$	$v_M \leq 56$
		15	$146 \leq v_M \leq 149$	—	—
		20	$146 \leq v_M \leq 149$	—	—
		25	$146 \leq v_M \leq 149$	—	—
	Последовательное подключение гидравлического дросселя	1	$v_M = 0$	$0 < v_M < 0,7$	$0,7 \leq v_M \leq 149$
		5	$v_M \leq 0,017$	$0,017 < v_M < 17$	$17 \leq v_M \leq 149$
		10	$v_M \leq 0,067$	$0,067 < v_M < 68$	$68 \leq v_M \leq 149$
		15	$v_M \leq 0,15$	$0,15 < v_M < 149$	—
		20	$v_M \leq 0,27$	$0,27 < v_M < 149$	—
		25	$v_M \leq 0,42$	$0,42 < v_M < 149$	—

Значения механических скоростей бурения скважин, соответствующие различным областям (подобластям) сопротивлений гидравлического дросселя механизма подачи буровой установки УКБ-4

Таблица 2

Тип буровой установки	Схема подключения гидравлического дросселя механизма подачи буровой установки	Эквивалентный диаметр проходного отверстия гидравлического дросселя $d_э$ , мм	Область (подобласть) гидравлических сопротивлений гидравлического дросселя. Экспериментальное значение числа Рейнольдса $Re_э$		
			Ламинарная линейная $Re_э \leq 40$	Турбулентная до-квадратическая $40 < Re_э < 40000$	Турбулентная квадратическая $Re_э \geq 40000$
			Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч	Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч	Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч
УКБ-4	Параллельное подключение гидравлического дросселя	1	$79 \leq v_M \leq 81$	$78 < v_M < 79$	$v_M \leq 78$
		5	$79 \leq v_M \leq 81$	$63 < v_M < 79$	$v_M \leq 63$
		10	$79 \leq v_M \leq 81$	$19 < v_M < 79$	$v_M \leq 19$
		15	$78 \leq v_M \leq 81$	—	—
		20	$78 \leq v_M \leq 81$	—	—
		25	$78 \leq v_M \leq 81$	—	—
	Последовательное подключение гидравлического дросселя	1	$v_M = 0$	$0 < v_M < 0,41$	$0,41 \leq v_M \leq 81$
		5	$v_M \leq 0,01$	$0,01 < v_M < 10$	$10 \leq v_M \leq 81$
		10	$v_M \leq 0,04$	$0,04 < v_M < 41$	$41 \leq v_M \leq 81$
		15	$v_M \leq 0,09$	$0,09 < v_M < 81$	—
		20	$v_M \leq 0,16$	$0,16 < v_M < 81$	—
		25	$v_M \leq 0,26$	$0,26 < v_M < 81$	—

Значения механических скоростей бурения скважин, соответствующие различным областям (подобластям) сопротивлений гидравлического дросселя механизма подачи буровой установки УКБ-5

Таблица 3

Тип буровой установки	Схема подключения гидравлического дросселя механизма подачи буровой установки	Эквивалентный диаметр проходного отверстия гидравлического дросселя $d_э$ , мм	Область (подобласть) гидравлических сопротивлений гидравлического дросселя. Экспериментальное значение числа Рейнольдса $Re_э$		
			Ламинарная линейная $Re_э \leq 40$	Турбулентная до-квадратическая $40 < Re_э < 40000$	Турбулентная квадратическая $Re_э \geq 40000$
			Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч	Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч	Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч
УКБ-5	Параллельное подключение гидравлического дросселя	1	$77,4 \leq v_M \leq 79$	$77,1 < v_M < 77,4$	$v_M \leq 77,1$
		5	$77 \leq v_M \leq 79$	$68 < v_M < 77$	$v_M \leq 68$
		10	$77 \leq v_M \leq 79$	$38 < v_M < 77$	$v_M \leq 38$
		15	$77 \leq v_M \leq 79$	—	—
		20	$77 \leq v_M \leq 79$	—	—
		25	$77 \leq v_M \leq 79$	—	—
	Последовательное подключение гидравлического дросселя	1	$v_M = 0$	$0 < v_M < 0,3$	$0,3 \leq v_M \leq 79$
		5	$v_M = 0$	$0 < v_M < 7,5$	$7,5 \leq v_M \leq 79$
		10	$v_M \leq 0,03$	$0,03 < v_M < 30$	$30 \leq v_M \leq 79$
		15	$v_M \leq 0,068$	$0,068 < v_M < 68$	$68 \leq v_M \leq 79$
		20	$v_M \leq 0,12$	$0,12 < v_M \leq 79$	—
		25	$v_M \leq 0,19$	$0,19 < v_M \leq 79$	—

Значения механических скоростей бурения скважин, соответствующие различным областям (подобластям) сопротивлений гидравлического дросселя механизма подачи буровой установки УКБ-7

Таблица 4

Тип буровой установки	Схема подключения гидравлического дросселя механизма подачи буровой установки	Эквивалентный диаметр проходного отверстия гидравлического дросселя $d_э$ , мм	Область (подобласть) гидравлических сопротивлений гидравлического дросселя. Экспериментальное значение числа Рейнольдса $Re_э$		
			Ламинарная линейная $Re_э \leq 40$	Турбулентная до-квадратическая $40 < Re_э < 40000$	Турбулентная квадратическая $Re_э \geq 40000$
			Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч	Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч	Теоретическое значение механической скорости бурения $v_M$ , м/ч
УКБ-7	Параллельное подключение гидравлического дросселя	1	—	—	$v_M \leq 61$
		5	—	—	$v_M \leq 61$
		10	—	—	$v_M \leq 61$
		15	—	—	$v_M \leq 61$
		20	—	—	$v_M \leq 61$
		25	—	—	$v_M \leq 61$
	Последовательное подключение гидравлического дросселя	1	$v_M = 0$	$0 < v_M < 0,17$	$0,17 \leq v_M \leq 61$
		5	$v_M = 0$	$0 < v_M < 4,2$	$4,2 \leq v_M \leq 61$
		10	$v_M \leq 0,017$	$0,017 < v_M < 17$	$17 \leq v_M \leq 61$
		15	$v_M \leq 0,038$	$0,038 < v_M < 38$	$38 \leq v_M \leq 61$
		20	$v_M \leq 0,068$	$0,068 < v_M < 61$	—
		25	$v_M \leq 0,106$	$0,106 < v_M < 61$	—

## ЛИТЕРАТУРА

1. Абдурашитов С.А., Жданов И.А. Экспериментальное исследование потерь напора в местных сопротивлениях встречающееся в трубопроводах технологических установок. // Нефтяное хозяйство. – 1967, № 9. – с.64-65.
2. Абрамзон Л.С. Истечение жидкостей через отверстия и насадки. – Уфа: Уфимский нефтяной ин-т, 1981. – 88с.
3. Алимов О.Д. Гидравлические бурильные и отбойные машины. – Фрунзе: Илим, 1988. – 40с.
4. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1982. – 224с.
5. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – 3-е изд., - М.: Недра, 1982. – 223с.
6. Альтшуль А.Д., Арзуманов Э.С. Потери давления в регулирующих клапанах при течении вязких жидкостей. // Нефтяное хозяйство. – 1967, №7. – с. 51 - 56.
7. Альтшуль А.Д., Арзуманов Э.С., Везирян Р.Е. Экспериментальное исследование зависимости коэффициента сопротивления при внезапном расширении потока от числа Рейнольдса. // Нефтяное хозяйство. – 1967, № 4. – с. 53 – 55.
8. Альтшуль А.Д., Животновский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика: Учебник для вузов. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
9. Альтшуль А.Д., Киселёв П.Г. Гидравлика и аэродинамика: - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1975. – 328 с.
10. Арзуманов Э.С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
11. Арзуманов Э.С. Коэффициенты местных сопротивлений угловых и двухседельных регулирующих клапанов при течении вязких жидкостей. // Труды «Науч.-исслед. Института автоматизации производ. процессов хим. пром-сти и цвет. металлургии» («НИИавтоматика»). Вып. XXVII., с. 73 – 85. – Кировакан: НИИавтоматика, 1966.
12. Арзуманов Э.С., Везирян Р.Е. К расчёту гидравлических сопротивлений регулирующих клапанов. // Труды « Науч.-исслед. Института автоматизации производ. процессов хим. пром-сти и цвет. металлургии» («НИИавтоматика»). Вып. XXIX., с 52 – 64. – Кировакан: НИИавтоматика, 1967.
13. Арзуманов Э.С. Исследование гидравлических характеристик регулирующих клапанов. Автореферат диссертации. – Ленинград: СЗПИ, 1970. – 20с.
14. Арзуманов Э.С. Анализ методов расчёта и выбора дроссельных регулирующих органов автоматических систем. – Кировакан: НИИавтоматика, 1964. – 116 с.

15. Арзуманов Э.С. Расчёт и выбор регулирующих органов автоматических систем. – М.: Энергия, 1971. – 112 с.
16. Арзуманов Э.С., Скрипченко В.Т., Нисман Л.Н. Снижение шума и вибрации в регулирующих органах клапанов для высоких перепадов давления. – М.: Энергия, 1976. – 46 с.
17. Арзуманов Э.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. – М.: Энергия, 1978. – 302 с.
18. Арзуманов Э.С. Пневматические регулирующие клапаны. – Кировакан: НИИавтоматика, 1958. – 62 с.
19. Барулин Е.П., Сливченко Е.С., Кручинин М.И., Веренина Т.М. Гидравлика и гидравлические машины: Учебное пособие. – Иваново: ИГХТА, 1996. – 152 с.
20. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для маш.-стр. вузов. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
21. Булгаков Е.С., Арсентьев Ю.А., Ганджумян Р.А., Сердюк Н.И., Старцев О.И., Тунгусов А.А. Грузоподъёмные устройства, механизмы вращения и подачи буровых установок. – М.: РГГРУ, 2007. – 424 с.
22. Буркин Л.Г., Галиопа А.А., Егоров Э.К., Москалёв Л.Л., Яковлев Ю.А. Гидрофицированные буровые установки с подвижным вращателем. – М.: ВИЭМС, 1975. – 46 с.
23. Васильев Б.А., Грецов Н.А. Гидравлические машины: Учебник для вузов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 272 с.
24. Везирян Р.Е. Исследование гидравлических сопротивлений угловых регулирующих клапанов типа УКС на вязких средах. // Труды «Науч.-исслед. ин-та автоматизации производ. процессов хим. пром-сти и цвет. металлургии» («НИИавтоматика»). Вып. XXII, с. 53 – 71. – Кировакан: НИИавтоматика, 1965.
25. Везирян Р.Е., Савельев В.Д. и др. Гидравлические и гидродинамические исследования арматуры. Сборник научных трудов. – Л.: ЦКБА, 1981. – 80 с.
26. Везирян Р.Е. Исследование пропускных характеристик дроссельных регулирующих органов. Автореферат диссертации. – Ташкент: 1979. – 16 с.
27. Вельтищев В.В., Косырев Е.В. Гидравлические машины. – М., МГТУ, 1990. – 40 с.
28. Ганин И.П. Об улучшении режима бурения при использовании регулятора подачи. // Известия высших учебных заведений. Геология и разведка. – 1989, № 7. – с. 89-93.
29. Ганин И.П. Аналитическое исследование процесса зашламования алмазной коронки. // Известия высших учебных заведений. Геология и разведка. – 1989, № 10. – с. 115-119.
30. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1991. – 331 с.
31. Гейер В.Г. Гидравлика и гидропривод. – М.: Недра, 1970. – 304 с.

32. Глубокий В.И. и др. Гидравлическая аппаратура станочного оборудования: Учебно-метод. пособие. – Минск: БГПА, 1994. – 52 с.
33. Голованов А.И. Гидравлика безнапорных и напорных потоков. – М.: МГМИ, 1983. – 147 с.
34. Голубев В.И. Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика. // Тезисы докладов междунар. студенческой науч.-тех. конференции. – М.: МЭИ, 1998. – 68 с.
35. Голубев В.И. Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика. // Тезисы докладов междунар. Студенческой науч.-тех. конференции. – М.: МЭИ, 2000. – 56 с.
36. Горбешко М.В., Кисточкин Е.С. и др. Гидравлические системы. Объёмные гидромашины: Учебное пособие. – Л.: ЛМИ, 1982. – 72 с.
37. Горбунов В.Ф., Ешуткин Д.Н. и др. Гидравлические отбойные и бурильные молотки. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1982. – 76 с.
38. Гудилин Н.С. Гидравлика и гидропривод. – М.: МГГУ, 1996. – 520 с.
39. Гудилин Н.С., Кривенко Е.М. и др. Гидравлика и гидропривод: Учебное пособие. – 2-е изд. – М.: МГГУ, 2001. – 520 с.
40. Гукасов Н.А., Кочнев А.М. Гидравлика в разведочном бурении: Справочное пособие. – М.: Недра, 1991. – 250 с.
41. Завацки С., Куликов В.В. Анализ основных характеристик и механика работы гидравлических механизмов подачи буровых установок // XXII Международная конференция «Новые идеи в науках о Земле». Доклады, в 2 томах. Москва. ФГУП ГНЦ РФ «ВНИИгеосистем», 2015. Т 2.С. 66-67.
42. Завацки С., Куликов В.В. Регулирование параметров режима бурения на гидрофицированных буровых установках // XXII Международная конференция «Новые идеи в науках о Земле». Доклады, в 2 томах. Москва. ФГУП ГНЦ РФ «ВНИИгеосистем», 2015. Т 2. С. 134-135.
43. 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. Депозитарий изд-ва «Горная книга». 2015. № 7. 7с.
44. Завацки С., Куликов В.В. Механика работы гидравлических механизмов разведочных буровых установок и горных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. Депозитарий изд-ва «Горная книга». 2015. № 7. 5 с.
45. 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.

46. 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. 2 – 4 декабря, 2015. С. 80 – 87 .
47. Завацки С. Проблемы управления углубкой геологоразведочных скважин // Известия вузов. Геология и разведка. 2016. № 2. С. 86 -88.
48. Кардыш В.Г. Оборудование для поискового бурения. – Л.: Недра, 1986. – 144 с.
49. Кардыш В.Г., Окмянский А.С. Управление режимом подачи высокооборотных буровых станков. // Разведка и охрана недр. – 1984, № 5. – с. 26 – 30.
50. Кардыш В.Г. Станки для алмазного поискового бурения. – Л.: Недра, 1978. – 112 с.
51. Кардыш В.Г., Мурзаков Б.В., Окмянский А.С. Современные буровые установки для структурно-поисковых скважин на нефть и газ и взрывных скважин при сейсморазведке. – М.: ВНИИОЭНГ, 1970. – 80с.
52. Кардыш В.Г., Мурзаков Б.В., Окмянский А.С. Технологические и конструктивные особенности современных гидрофицированных зарубежных буровых установок. – М.: ВИЭМС, 1983. – 67 с.
53. Кирсанов А.Н. Регулирование жёсткости характеристики гидравлического механизма подачи с последовательно включённым дросселем. // Известия высших учебных заведений. Геология и разведка. – 1989, № 1. – с. 116 - 120.
54. Кирсанов А.Н., Зиненко В.П., Кардыш В.Г. Буровые машины и механизмы. Учебник для вузов. – М.: Недра, 1981. – 448 с.
55. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.
56. Куликов В.В. Буровая гидроаэромеханика и элементы гидропневмопривода. / В кн.: Бурение разведочных скважин. Учебник для вузов. Глава 5. // Н.В. Соловьев, В.В. Кривошеев, Д.Н. Башкатов и др. Под общ. Ред. Н.В.Соловьева. – М.: Высшая школа, 2007. – с. 258 – 298 (984 с.)
57. Куликов В.В., Завацки С. Аналитическое исследование взаимосвязи характеристики гидравлического механизма подачи буровой установки и технологических параметров режима бурения геологоразведочных скважин. // Изв. Вуз. Геология и разведка. 2015, № 6. С.67 – 93.
58. Лазуткин А.Г. и др. Гидравлический привод горных машин и комплексов. – Караганда: КПИ, 1984. – 65 с.
59. Михалев М.А., Огородников С.П. и др. Гидравлика и экология. – Тверь: ТГТУ, 1997. – 152 с.
60. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

61. Окмянский А.С., Кузьмин И.В., Никитин Е.В. Опыт бурения с регулятором скорости подачи на станках типа ЗИФ. / Серия «Библиотека передового опыта». – М.: ОНТИ ВИЭМС, 1967. – 14 с.
62. Русецкая Г.В. Гидравлические сопротивления: Справочник. – Нижний Новгород: ВГАВТ, 1999. – 125 с.
63. Сарайлов М.Г. Гидравлические и гидродинамические исследования арматуры. – Л.: ЦКБ А, 1981, - 82 с.
64. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
65. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. – 3-е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 512 с.
66. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. – 4-е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.
67. Субботин В.И. и др. Гидравлическое сопротивление труб с искусственной шероховатостью стенок при низких числах Рейнольдса. – Обнинск: ФЭИ, 1975. – 25 с.
68. Усов А.А., Свешников В.К. Основные направления станочных гидроприводов. / Обзор. – М.: НИИМАШ, 1979. – 52 с.
69. Ушаков А.М. Гидравлические системы буровых установок. – Л.: Недра, 1988. – 161 с.
70. Ушаков А.М. Буровые установки УКБ. – Л.: ЛГИ, 1983. – 63 с.
71. Чугаев Р.Р. Гидравлика (Техническая механика жидкости). Учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 672 с.
72. Чугаев Р.Р. Гидравлика (Техническая механика жидкости). Учебник для вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО «Бастет», 2008. – 672 с.
73. Чугаев Р.Р. Гидравлика (Техническая механика жидкости). Учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд. Дом «Бастет», 2013. – 672 с.
74. Чугаев Р.Р. Гидравлические термины. – М.: Высшая школа, 1974. – 104 с.
75. Wuest W. Stromung durch Schlitz- und Lochblenden bei kleinen Reynolds-Zahlen // Ingenieur Archiv/ - 1954, № 22 (6). – pp. 357 – 367.