

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
УХТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

П.Ф. Осипов

**ГИДРОАЭРОМЕХАНИКА  
БУРЕНИЯ И КРЕПЛЕНИЯ СКВАЖИН**

Учебное пособие

Ухта 2004

УДК 622.24.051.553/68  
О-74

**Осипов П.Ф.** Гидроаэромеханика бурения и крепления скважин: Учебное пособие. – Ухта: УГТУ, 2004. – 204 с.: ил.

ISBN 5-88179-324-2

Данное учебное пособие состоит из 3-х частей. В I части ("Гидростатика в бурении") объединены разделы, где освещаются вопросы распределения гидростатических давлений в скважине, заполненной полностью или частично различными по реологическим свойствам жидкостями. Приводятся краткие сведения по реологическим и теплофизическим свойствам жидкостей, применяемых в бурении. Часть II ("Гидродинамика буровых промысловых жидкостей") является базовой для изучения гидродинамических процессов в скважине. В ней дано обоснование (иногда адаптированное) предлагаемых к применению расчетных формул. Часть III (Проектирование и оптимизация гидравлических программ буровых процессов) более других "технологична": она объединяет разделы, где освещаются вопросы практического использования знаний, полученных при изучении первых двух частей курса. При этом основное внимание уделено оптимизации гидравлических процессов в скважине на различных этапах ее строительства, которые в технической и учебной литературе освещены явно недостаточно.

Учебное пособие ориентировано на подготовку по многоуровневой системе "бакалавр-специалист-магистр" по направлению 553600 – "Нефтегазовое дело". Оно может быть использовано практическими работниками бурения при разработке проектной документации.

Рекомендуется для использования в учебных курсах по дисциплинам "Технология бурения нефтяных и газовых скважин", "Гидроаэромеханика при бурении и креплении скважин", "Заканчивание скважин", "Научные основы проектирования режимов бурения", "Осложнения и аварии при бурении нефтяных и газовых скважин", "Физико-химические методы борьбы с осложнениями", "Принципы моделирования в научных исследованиях", а также для курсового и дипломного проектирования.

**Рецензенты:** кафедра "Бурение нефтяных и газовых скважин" Архангельского государственного технического университета; профессор, доктор технических наук Е.П. Варламов.

© Ухтинский государственный технический университет, 2004  
© Осипов П.Ф., 2004

ISBN 5-88179-324-2

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	<b>8</b>
<b>ЧАСТЬ I. ГИДРОСТАТИКА В БУРЕНИИ</b> .....	<b>24</b>
<b>1. УРАВНЕНИЯ ГИДРОСТАТИКИ БУРОВЫХ ЖИДКОСТЕЙ</b> .....	<b>24</b>
1.1. Дифференциальное уравнение гидростатики .....	24
1.2. Основные уравнения гидростатики .....	25
1.3. Давление жидкости в герметичной скважине при всплытии газового пузыря, поступившего в скважину из пласта.....	29
1.4. Равновесие газов в скважине .....	32
1.5. Относительное равновесие жидкости .....	34
<b>2. ОСОБЕННОСТИ ГИДРОСТАТИКИ ВЯЗКОПЛАСТИЧНЫХ ЖИДКОСТЕЙ (ВПЖ)</b> .....	<b>36</b>
2.1. Общие замечания .....	36
2.2. Расчет "пусковых" давлений на насосах .....	37
2.3. Определение высоты перепада уровней вязкопластичной жидкости в трубах и заколонном пространстве при спуске и подъеме колонны труб .....	39
2.4. Давление на стенки наклонно направленной скважины.....	41
2.5. Дегазация бурового раствора.....	42
<b>ЧАСТЬ II. ГИДРОДИНАМИКА БУРОВЫХ ПРОМЫВОЧНЫХ ЖИДКОСТЕЙ</b> .....	<b>45</b>
<b>3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОТОКАХ В ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЕ СКВАЖИНЫ</b> .....	<b>45</b>
3.1. Основные виды движения. Параметры движения несжимаемой жидкости.....	45
3.2. Гидравлические сопротивления при движении буровых промывочных жидкостей в скважине .....	48
<b>4. УРАВНЕНИЕ РАСХОДА ДЛЯ СТРУКТУРНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ВЯЗКОПЛАСТИЧНОЙ ЖИДКОСТИ В КРУГЛОЙ ТРУБЕ</b> .....	<b>51</b>
4.1. Уравнения скорости потока жидкости в круглой трубе .....	51
4.1.1. Основное уравнение равномерного движения .....	51
4.1.2. Движение вязкопластичной жидкости. Структурное ядро потока. ....	52
4.1.3. Вывод уравнения, описывающего профиль (эпюру) скоростей в круглой трубе при ламинарном или структурном режиме движения.....	54
4.1.4. Вывод уравнения профиля скоростей для случая движения вязкопластичной жидкости в круглой трубе при структурном режиме движения .....	56
4.2. Формула Букингэма (уравнение расхода вязкопластичной жидкости).....	57
4.2.1. Вывод формулы Букингэма.....	57
4.2.2. Приведение формулы Букингэма к критериальному виду .....	58

<b>5. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ЛАМИНАРНОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ ВЯЗКОПЛАСТИЧНЫХ И ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ В ТРУБАХ. ....</b>	<b>60</b>
5.1. Анализ уравнения Букингэма. Формула Бингама .....	60
5.2. Приведение уравнения Бингама к критериальному виду .....	61
5.3. Расчёт линейных потерь давления при ламинарном движении вязких жидкостей в трубах.....	63
Комментарий к разделам 4 и 5.....	63
<b>6. ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ВЯЗКИХ И ВЯЗКОПЛАСТИЧНЫХ ЖИДКОСТЕЙ В ТРУБАХ. ....</b>	<b>65</b>
6.1. Кризис структурного режима движения в трубах. Определение критических скорости и расхода .....	65
6.2. Профиль скоростей при турбулентном режиме движения в трубах и его роль при замещении одной жидкости другой .....	66
6.3. Расчет линейных потерь давления при турбулентном режиме движения в трубах .....	67
<b>7. ЛИНЕЙНЫЕ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПСЕВДОПЛАСТИЧНОЙ ("СТЕПЕННОЙ") ЖИДКОСТИ В ТРУБАХ .....</b>	<b>68</b>
7.1. Профиль скоростей при ламинарном движении в трубах .....	68
7.2. Расчет потерь давления при ламинарном движении.....	69
7.3. Потери давления при турбулентном режиме движения степенной жидкости в трубах .....	71
<b>8. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ЗАКОЛОННОМ ПРОСТРАНСТВЕ. ....</b>	<b>73</b>
8.1. Потери давления при ламинарном режиме движения вязких жидкостей в заколонном пространстве .....	73
8.2. Потери давления при турбулентном режиме движения вязкой жидкости в заколонном пространстве .....	74
8.3. Потери давления при структурном режиме движения вязкопластичной жидкости в заколонном пространстве.....	74
8.4. Кризис структурного режима движения в заколонном пространстве. ....	75
8.5. Линейные потери давления при турбулентном движении вязкопластичной жидкости в заколонном пространстве.....	76
8.6. Потери давления при ламинарном режиме течения степенной жидкости в заколонном пространстве .....	76
8.7. Кризис ламинарного режима течения степенной жидкости в заколонном пространстве .....	77
8.8. Потери давления при турбулентном течении степенной жидкости в заколонном пространстве .....	78
<b>9. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ, ОБУСЛОВЛЕННЫЕ НАЛИЧИЕМ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБ (ЗАМКОВ, МУФТ).....</b>	<b>79</b>
9.1. Потери давления в соединениях нефтепромысловых труб (внутри их) .....	79

9.2. Потери давления при "обтекании" соединений труб в заколонном пространстве .....	81
<b>10. ПЕРЕПАД ДАВЛЕНИЯ В ПРОМЫВОЧНОЙ СИСТЕМЕ ДОЛОТ .....</b>	<b>84</b>
10.1. Методика расчета перепада давления на долоте .....	84
10.2. Влияние подводящего канала на потери давления в промывочных каналах гидромониторных долот .....	85
10.3. Расчет коэффициента расхода промывочного узла и распределение жидкости между насадками с различными диаметрами отверстий .....	89
<b>11. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В МАНИФОЛЬДЕ (В ОБВЯЗКЕ НАСОСОВ), ПЕРЕПАД ДАВЛЕНИЯ В ТУРБОБУРЕ .....</b>	<b>91</b>
11.1. Расчет потерь и перепадов давления.....	91
11.2. Определение коэффициента $A$ обвязки буровых насосов (насосных агрегатов) в условиях буровой .....	91
<b>12. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СКВАЖИНЫ И СОВМЕЩЕНИЕ ЕЕ С ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ .....</b>	<b>92</b>
12.1. Гидравлическая характеристика скважины.....	92
12.2. Гидравлическая характеристика насосных агрегатов.....	94
12.3. Совмещение гидравлических характеристик скважины и насосов .....	96
12.4. Решение задачи совмещения гидравлических характеристик скважины и насосов с учетом технических и технологических ограничений.....	96
12.5. Вопросы рационального использования гидравлической мощности насосов ..	98
<b>13. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПРОМЫВКИ СКВАЖИНЫ И РЕЖИМА РАБОТЫ БУРОВЫХ НАСОСОВ .....</b>	<b>99</b>
13.1. Упрощенная методика пересчета параметров промывки при изменении подачи насосов.....	99
13.1.1. Вязкопластичные жидкости .....	99
13.1.2. Псевдопластичная жидкость .....	101
13.2. Выбор режима работы буровых насосов .....	102
13.3. Расчет эпюры полных (абсолютных) давлений в скважине при промывке...	103
13.4. Понятие об эквивалентной плотности при промывке и методика ее расчета.....	103
<b>14. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ДАВЛЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ ПРИ ДВИЖЕНИИ КОЛОННЫ ТРУБ В СКВАЖИНЕ .....</b>	<b>106</b>
14.1. Природа возникновения гидродинамических давлений при движении колонны .....	106
14.2. Методика определения гидродинамических давлений при равномерном движении труб .....	108
14.2.1. Постановка задачи. Вывод уравнения скорости спутного потока .....	108
14.2.2. Расчет коэффициента $K_{ск}$ для случая, когда в скважине вязкая жидкость .....	110

14.2.3. Расчет коэффициента $K_{ск}$ для случая, когда в скважине вязкопластичная (бингамовская) жидкость .....	111
14.2.4. Расчет коэффициента $K_{ск}$ для случая, когда в скважине псевдопластичная (степенная) жидкость.....	116
<b>14.3. Методика расчета допустимой скорости спуска (подъема) "закрытой" колонны в скважине.....</b>	<b>119</b>
<b>ЧАСТЬ III. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОГРАММ БУРОВЫХ ПРОЦЕССОВ .....</b>	<b>120</b>
<b>15. РАСЧЕТ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЙ ПРИ РАВНОМЕРНОМ ДВИЖЕНИИ "ОТКРЫТЫХ" ТРУБНЫХ КОЛОНН В СКВАЖИНЕ. ....</b>	<b>120</b>
15.1. Методика расчета гидродинамического давления при равномерном движении "открытой" колонны труб .....	120
15.2. Расчет допустимой скорости движения "открытой" колонны нефтепромысловых труб .....	122
<b>16. НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ ТЕЧЕНИЯ БУРОВЫХ ЖИДКОСТЕЙ В СКВАЖИНЕ... 123</b>	
16.1. Расчет гидродинамических параметров при цементировании обсадных колонн. Прогнозирование отрывного течения .....	123
16.2. Контроль и управление давлением на забое скважины при газопроявлении. 134	
<b>17. ГИДРОМОНИТОРНЫЕ СТРУИ И ИХ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА РАЗРУШАЕМУЮ ДОЛОТОМ ПОРОДУ .....</b>	<b>138</b>
17.1. Экспериментальные исследования промывочных узлов гидромониторных долот и затопленных струй .....	138
17.1.1. Экспериментальная установка и методика исследований .....	138
17.1.2. Исследование гидравлических сопротивлений промывочных узлов гидромониторных долот.....	140
17.1.3. Исследование распространения затопленных струй и их динамического воздействия на забой скважины .....	149
17.2. Фильтрационные потоки в разрушаемой породе, возникающие при воздействии на нее подвижной гидромониторной струи.....	153
17.3. Исследование влияния природных и технологических факторов на характеристики фильтрационных потоков на забое скважины.....	159
<b>18. ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ПРОМЫВКИ СКВАЖИНЫ .....</b>	<b>162</b>
18.1. Традиционная (безоптимизационная) методика проектирования режима промывки скважины при роторном бурении .....	162
18.2. Критерии оценки интенсивности промывки забоя скважины.....	163
18.3. Оптимизация режима промывки скважины при роторном бурении по критерию $J$ .....	169
18.4. Упрощенная (приближенная) методика расчета оптимальных параметров режима промывки .....	178
18.5. Оптимизация режима промывки скважины при бурении забойными двигателями .....	180

18.6. Выбор оптимальных соотношений диаметров скважины и типоразмеров бурильных труб по гидродинамическим критериям.....	181
<b>19. ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ПРОМЫВКИ СКВАЖИНЫ С УЧЁТОМ ФАКТОРА "УТЯЖЕЛЕНИЯ" ВОСХОДЯЩЕГО ПОТОКА В ЗАКОЛОННОМ ПРОСТРАНСТВЕ ВЫБУРЕННОЙ ПОРОДОЙ .....</b>	<b>187</b>
19.1. Подъём выбуренной породы потоком жидкости в заколонном пространстве .....	187
19.2. Влияние выбуренной породы, поступающей в скважину в процессе бурения, на давления при промывке .....	190
19.3. Оптимизация промывки скважины с учетом фактора "утяжеления" раствора выбуренной породой .....	191
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....</b>	<b>192</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ. АЛГОРИТМЫ РАСЧЕТА ПОТЕРЬ И ПЕРЕПАДОВ ДАВЛЕНИЯ В ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЕ СКВАЖИНЫ.....</b>	<b>193</b>

## **Введение**

Знание законов гидростатики, гидродинамики, термогидравлики, основ подземной гидравлики, аэродинамики, законов движения и покоя многофазных (чаще двухфазных) жидкостей является приятной привилегией инженера-нефтяника вообще и инженера по бурению глубоких скважин – в особенности.

В скважине на различных этапах ее строительства могут находиться в покое или движении разные жидкости: вода, нефть, пластовая вода, насыщенная газом нефть, газ (например, смесь углеводородных газов или воздух), смесь воздуха с буровым раствором, глинистый раствор, различные эмульсии, цементные растворы и т.п. Специалисту по бурению скважин ежедневно приходится решать задачи по прогнозированию поведения скважины с учетом механических, физических и теплофизических свойств жидкостей, находящихся в данный момент времени в скважине.

В комплект буровой установки входят буровые насосы, приводная мощность которых исчисляется сотнями киловатт. Рациональное использование этой мощности предполагает выполнение гидравлических расчетов по выбору оптимальной для данных конкретных условий программы промывки при углублении, креплении и испытании скважины.

Бурение скважины – это процесс, где промывка скважины и управление давлением жидкости в ней являются основными технологическими операциями, поэтому инженеру-буровику не знать гидромеханику так же безнравственно, как врачу – анатомию человека.

В технической литературе, посвященной бурению скважин, дисциплина, которую нам предстоит изучить, обычно называется несколько иначе: "Гидравлика промывочных жидкостей", "Практическая гидравлика в бурении". Иногда называют "Буровая гидравлика", хотя этот термин не отличается строгостью, но ввиду краткости мы будем иногда пользоваться этим названием.

Зададимся вопросом: что собой представляет буровая гидравлика и каковы ее место и роль в буровом деле?

### **Теоретические основы буровой гидравлики.**

Наш предмет, строго говоря, можно было бы назвать механикой жидкостей, применяемых при бурении, креплении и испытании скважин. Из такого названия следует, что он является частью более общей дисциплины "Механики сплошных сред" (и, следовательно, основывается на общих законах механики), которая, в свою очередь, является разделом физики.

Перечислим законы и положения механики, на которых основывается буровая гидравлика, как научная дисциплина.

#### Первый закон Ньютона.

**Материальная точка сохраняет состояние покоя или равномерного прямолинейного движения до тех пор, пока воздействие со стороны других тел не выведет ее из этого состояния.**

Нет нужды доказывать, что под словами "материальная точка" понимается частица (пусть бесконечно малая) не только твердого тела, но и жидкости или газа. Справедливости ради следует сказать, что этот закон был установлен еще Галилеем за 100 лет до Ньютона.

Второй закон Ньютона.

**Скорость изменения количества движения материальной точки ( $mu$ ) равна действующей на нее силе  $F$ , то есть**

$$F = \frac{d(mu)}{dt} = m \frac{du}{dt} = m\bar{a}.$$

Этот закон, как известно, считается в физике (разумеется, классической) основным законом динамики материальной точки. Можно предложить более строгую формулировку закона.

Результирующая сила, действующая на материальную точку, равна массе, умноженной на ускорение, и совпадает по направлению с направлением ускорения.

Из второго закона Ньютона, как следствие, выходит легко доказуемая теорема об изменении количества движения.

Изменение количества движения материальной точки за некоторый промежуток времени равно импульсу действующей на эту точку силы:

$$mu_2 - mu_1 = \int_{t_1}^{t_2} F dt.$$

Третий закон Ньютона.

**Всякое действие тел друг на друга носит характер взаимодействия; силы, с которыми действуют друг на друга взаимодействующие тела, всегда равны по величине и противоположны по направлению.**

Часто этот закон, упрощая, называют законом действия и противодействия, что и не точно, и не строго.

Закон независимости действия сил. Иногда этот закон называют четвертым законом Ньютона.

**Если на материальную точку действует одновременно несколько сил, то ускорение этой точки равно геометрической сумме тех ускорений, которые получает эта точка при действии каждой из этих сил в отдельности.**

Теорема о кинетической энергии.

Изменение кинетической энергии  $mu^2 / 2$  движущейся материальной точки равно работе приложенных к ней сил на пройденном этой точкой пути  $L$ :

$$\frac{mu_2^2}{2} - \frac{mu_1^2}{2} = \int_{L_1}^{L_2} F \cdot dL.$$

Буровая промывочная жидкость – как объект изучения гидромеханики. Силы, действующие на жидкость.

В отличие от гидротехников, гидромелиораторов, машиностроителей, механиков, которые обычно ограничиваются изучением законов статики и динамики жидкостей типа воды, керосина, масел и т.п., которые называются вязкими (ньютоновскими) жидкостями, инженер по бурению скважин имеет дело еще и с такими жидкостями, у которых в некоторой степени проявляются свойства, присущие твердым телам: прочность, упругость и т.п. Кроме того, приходится иметь дело с сжимающимися флюидами – различными газами или смесями последних с капельными жидкостями.

Жидкость в гидравлике вообще и в буровой гидравлике, в частности, рассматривается как совокупность материальных точек (частиц) в ограниченном объеме. Принимается, что материальные частицы жидкости заполняют пространство без пустот и разрывов. В этом заключается суть тезиса о непрерывности и сплошности жидкой среды. Сказанное полностью относится к буровым промывочным жидкостям любого типа, включая азрированные. Из сказанного следует, что реальная жидкость заменяется на ее модель, причем модели могут изменяться (усложняться или упрощаться) в зависимости от целей исследований.

Буровой раствор является, как правило, суспензией: твердые частицы (глина, выбуренная порода, утяжелитель) взвешены в жидкости и не осаждаются в ней под действием сил тяжести. Такие суспензии называют седиментационно устойчивыми несмотря на то, что плотность твердых частиц, равномерно распределенных в жидкой фазе, кратно превышает плотность жидкости. Устойчивость таких сред и дает возможность заменить реальную жидкость с явно выраженным дискретно меняющимся распределением массы на модельную жидкость, имеющую плотность, равную средней плотности бурового раствора, подчиняющуюся тезису о непрерывности (сплошности) среды. Это позволяет рассматривать все механические характеристики жидкой среды (плотность, давление, скорость и т.д.) как функции координат точки пространства и времени, причем в большинстве случаев эти функции предполагаются непрерывными и дифференцируемыми.

На выделенный внутри жидкости некоторый объем, находящийся в равновесии (в покое или в состоянии динамического равновесия), действуют силы, которые бывают двоякого рода: поверхностные и объемные.

Поверхностные силы, как следует из названия, – это такие силы, которые распределены по поверхности выделенного объема и по своей величине пропорциональны этой поверхности. К ним относятся силы упругости, поверхностного натяжения, вязкости, давления окружающей среды и т.п.

Объемные (массовые) силы действуют на всю массу жидкости. Пример: силы тяжести, силы инерции и т.п.

И те и другие приводят к возникновению деформаций и, следовательно, напряжений. В гидромеханике нормальные напряжения (от сил, действующих нормально к элементарной площадке) принято называть давлением. В покая-

щейся жидкости это давление называют обычно гидростатическим, а в движущейся – гидродинамическим.

### Свойства жидкостей. Элементы реологии.

Выше уже отмечалось, что в бурении применяют разные жидкости. Отличаются они не только цветом и химическим составом. С точки зрения гидравлики они различны тем, что по-разному ведут себя в состоянии покоя или движения. Поэтому рассмотрим только те свойства жидкостей, которые помогут нам количественно охарактеризовать эти состояния.

#### Плотность.

Если капельная жидкость в выделенном объеме однородна, то плотность, как известно, определяется отношением

$$\rho = \frac{M}{V},$$

где  $M$  – масса жидкости в объеме  $V$ .

В покоящемся или движущемся газе  $\rho$  зависит от координат. Тогда

$$\rho = \frac{dm}{dV},$$

где  $dm$  – масса элементарного объема  $dV$ .

#### Вязкость. Реологические параметры.

Самым важным для гидравлики является свойство жидкости оказывать сопротивление перемещению одной частицы относительно другой, иначе говоря, сопротивляться сдвигу. Это свойство определяется общим понятием "вязкость". Это понятие хорошо известно из курсов физики и общей гидравлики.

Представим себе, что некоторое количество жидкости заключено между двумя плоскими параллельными пластинами, одна из которых перемещается относительно другой со скоростью  $du$  при расстоянии между пластинами  $dy$ . Для того чтобы поддерживать равномерное движение пластины, к ней должна быть приложена сила  $F$ , затрачиваемая на преодоление сил **внутреннего** трения в жидкости.

В 1723 г. И. Ньютон высказал предположение, впоследствии блестяще подтвержденное опытом (Петров И. П.), которое, в конечном счете, сводится к зависимости

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}. \quad (\text{В.1})$$

Иначе говоря, И. Ньютон предположил, что касательное напряжение в жидкости при слоистом, упорядоченном течении прямо пропорционально градиенту скорости. Коэффициент пропорциональности  $\mu$  принимается за меру вязкости и характеризует это свойство жидкости.

Уравнение (В.1) – это математическое выражение ньютоновской модели жидкости. Из формулы следует, что  $\mu$  – это сила трения, приходящаяся на единицу поверхности трения, при градиенте скорости, равном единице.

Для того чтобы жидкость полностью подчинялась ньютоновской модели, необходимо, чтобы величина  $\mu$  не зависела от градиента скорости  $du/dy$ . Это, в частности, означает, что с увеличением скорости жидкость и не разжижается, и не становится более вязкой. Зависимость

$$\tau = f \left( \frac{du}{dy} \right)$$

в таких случаях графически изображается в виде прямой, исходящей из начала координат.

В бурении, кроме вязких, "ньютоновских", применяются жидкости, не подчиняющиеся этому закону. Такие жидкости принято называть аномальными. Все они делятся на две большие группы (системы): реологически стационарные и реологически нестационарные. Жидкость будет реологически стационарной, если вид зависимости  $\tau = f(du/dy)$  у таких жидкостей не зависит от времени.

Экспериментально полученный график зависимости  $\tau = f(du/dy)$  называется реологической кривой или реограммой. Приборы, предназначенные для получения реологических кривых (реограмм) и реологических констант называют вискозиметрами. Наибольшее распространение получили ротационные вискозиметры в силу их простоты конструкции и эксплуатации.

Приборы, предназначенные для измерения реологических свойств аномальных жидкостей, часто называют (в отличие от вискозиметров для ньютоновских жидкостей) пластометрами или реомерами.

Нашли применение, кроме ротационных, капиллярные вискозиметры (реомеры).

Недостатки и преимущества ротационных и капиллярных вискозиметров детально описаны в книге [2].

В реологии буровых промывочных жидкостей широко применяются ротационные вискозиметры, в частности, вискозиметр ВСН-3 (безнадёжно морально устаревший). Прибор представляет собой цилиндрический сосуд, в который соосно помещается другой цилиндр, образующий кольцевой зазор с первым. В этот зазор помещается испытуемая жидкость. Внутренний цилиндр подвешивается на упругой нити (пружине). Внешний цилиндр может вращаться с различной скоростью (дискретно). В кольцевом зазоре, в находящейся в нем жидкости возникают сдвиговые деформации при известном градиенте скорости (поскольку известна окружная скорость движения внешнего цилиндра по отношению к внутреннему цилиндру  $\Delta u$  и известен размер зазора  $\Delta y$ ). Силы внутреннего трения передаются внутреннему цилиндру, возникает вращающий момент, пропорциональный величине  $\tau$ , приводящий к закручиванию упругой пружины на

угол  $\varphi$ , являющийся мерой  $\tau$ . Изменение частоты вращения  $n$  сопровождается изменением  $\varphi$ .

Главным недостатком отечественных реометров является ограниченность и предопределенность скоростей вращения внешнего цилиндра, что ограничивает число опытных точек.

Известны более совершенные зарубежные многоскоростные реометры и реометры с плавным изменением скорости вращения с регистрацией скорости вращения и момента.

Теория ротационной вискозиметрии изложена в работе [2].

Исследования, проведенные на реометрах, показали, что реологическое поведение жидкостей различно. На рис. В.1 показаны типичные реограммы реологически стационарных систем. Прямая 1 на рис. В.1а – это типичная зависимость между  $\tau$  и градиентом скорости  $du/dy$ , соответствующая модели Ньютона (В.1).

Кривые 2 и 3 на этом же рисунке – это графическое отображение псевдопластичной ("степенной") реологической модели жидкости Оствальда-де-Ваале и соответствуют уравнению

$$\tau = K \left( \frac{du}{dy} \right)^n. \quad (\text{В.2})$$

При  $n < 1$  (кривая 2) с увеличением градиента скорости сдвига прирост  $\tau$  уменьшается, сопротивление жидкости сдвигу уменьшается, она становится менее вязкой. Угловой коэффициент прямой  $OB_1$

$$\eta_{\text{эф}} = \frac{\tau}{du/dy} = \frac{K (du/dy)^n}{du/dy} \quad (\text{В.3})$$

является мерой вязкости жидкости при **определенном** градиенте, соответствующем точке  $B_1$ , и называется эффективной вязкостью  $\eta_{\text{эф}}$ . С увеличением градиента величина  $\eta_{\text{эф}}$  уменьшается. Следовательно, коэффициент  $\eta_{\text{эф}}$  – величина переменная и зависящая от  $du/dy$ . В точке  $B_2$  жидкость, таким образом, приобретает новые свойства. Получается так, что жидкость имеет переменную вязкость, если сравнивать ее поведение с поведением ньютоновской жидкости. Иначе говоря, псевдопластичная жидкость (равно как и все другие аномальные жидкости) – это как бы ньютоновская жидкость с переменной вязкостью  $\eta_{\text{эф}}$ .

Жидкости, вязкость которых **уменьшается** с увеличением  $du/dy$ , весьма интересны с позиции задач бурения скважин. Установлено, что буровые растворы, обработанные полимерами, приобретают свойства псевдопластичной жидкости.

Если поведение аномальной жидкости соответствует кривой 3, то такая жидкость называется дилатантной. Для нее характерно **увеличение** вязкости с ростом  $du/dy$ . Это значит, что математически модель жидкости может описываться степенной функцией с показателем степени  $n > 1$ .

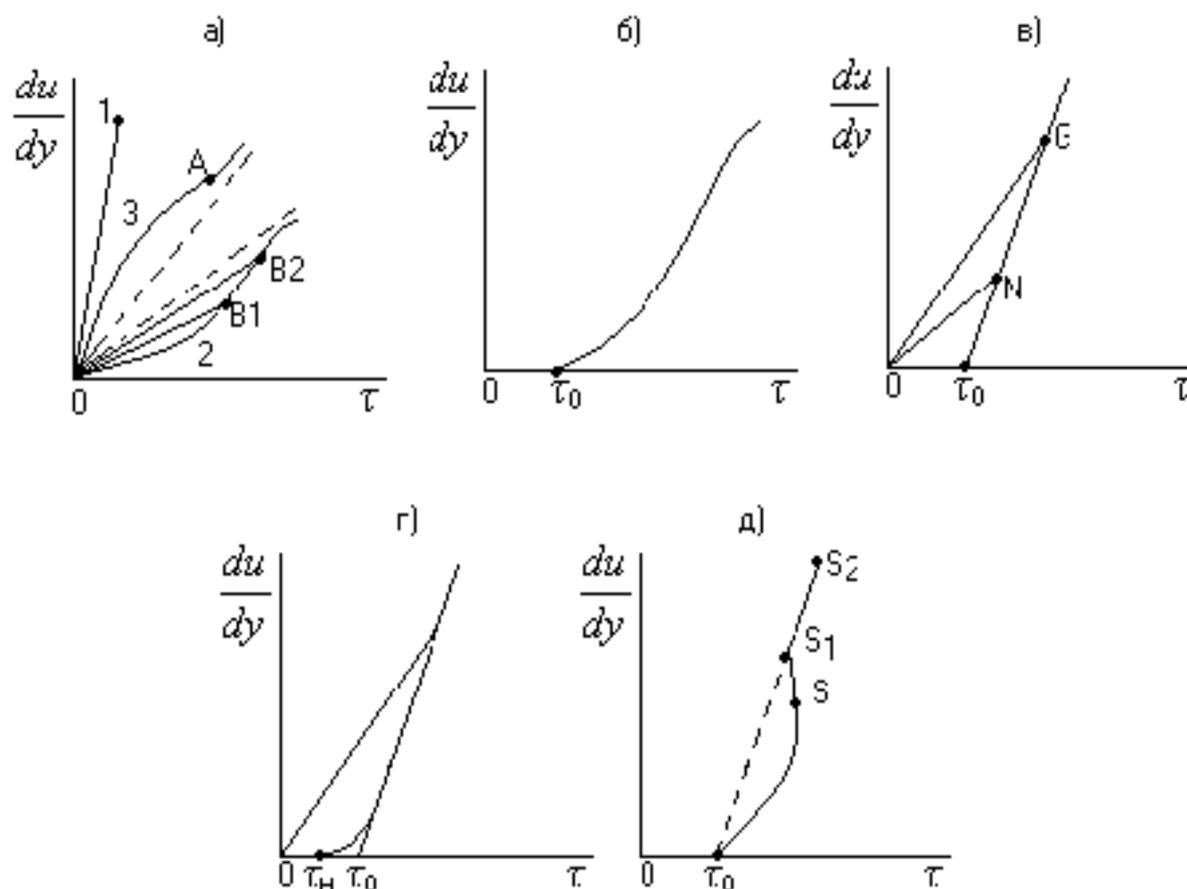


Рис. В.1. Реограммы реологически стационарных жидкостей:  
 а – вязкая (ньютоновская) (1), псевдопластичная (2), дилатантная;  
 б – вязкопластичная (модель Кэссона-Шульмана); в – вязкопластичная (модель Бингама); г – вязкопластичная (модель Шведова); д – тиксотропно-вязкопластичная

Эффективная вязкость диалатантных жидкостей  $\eta_{эф}$ , таким образом, растет с увеличением градиента скорости (расхода жидкости). Такие "густеющие" по мере прокачки жидкости не представляют интереса для бурения, применение их явно не желательно.

Надо оговориться, что степенная зависимость применима только на участках  $OA$  и  $OB_2$ , т.е. до точек перегиба кривых 2 и 3 на рис. В.1а.

Для реологических моделей жидкостей, показанных на рис. В.1а, характерно отсутствие начальной прочности, они полностью лишены свойств, присущих твердым телам. Это видно из того, что все кривые, как и прямая 1, выходят из начала координат.

На рис. В.1б...В.1д показаны реограммы аномальных, реологически стационарных жидкостей, характерной особенностью которых является то, что кривые отсекают от оси  $\tau$  положительный отрезок, равный  $\tau_0$ .

Жидкость, реограмма которой показана на рис. В.1б, называется вязкопластичной, соответствующей модели Кэссона-Шульмана:

$$\tau^n = \tau_o^n + \left( \eta \frac{du}{dy} \right)^n. \quad (\text{В.4})$$

Если реограмма представляет собой прямую (рис. В.1в), то такая жидкость называется жидкостью Бингама. Математически модель определяется уравнением:

$$\tau = \tau_o + \eta \frac{du}{dy}. \quad (\text{В.5})$$

Шведов показал, что часть жидкостей ведет себя в соответствии с реограммой, показанной на рис. В.1г. Как видим, она состоит из двух участков: кривой (подобно модели Кэссона-Шульмана) и прямой, схожей с моделью Бингама. Для характеристики реограммы Шведова необходимо и достаточно знать три параметра:  $\tau_n$ ,  $\tau_o$  и  $\eta$ . Заметим, что для модели Бингама достаточно знать  $\tau_o$  и  $\eta$ . Обычно криволинейной частью реограммы Шведова пренебрегают, и тогда модель превращается в модель Бингама с действительной областью выше точки С. Область градиента скорости от 0 до точки С считается недействительной, говоря точнее, редко встречающейся на практике. В итоге как бы объединяются две модели в одну, поэтому в технической литературе такую модель часто называют моделью жидкости Шведова-Бингама.

Можно выделить еще одну модель – так называемую тиксотропно-вязкопластичную жидкость, типовая реограмма которой показана на рис. В.1д.

Следует обратить внимание на то, что угловые коэффициенты прямых на рис. В.1в, В.1г и угловой коэффициент прямой  $\tau_o$ -S<sub>2</sub> (рис. В.1д) являются величинами, характеризующими жидкость. Этот коэффициент называется структурной (или пластической) вязкостью и обозначается буквой  $\eta$ .

Величина  $\tau_o$  называется динамическим напряжением сдвига.

Реологически нестационарные системы в буровой практике встречаются значительно чаще, чем реологически стационарные. Правда, в последнее время, в связи с широким внедрением малоглинистых и полимерных систем, такое утверждение становится все более сомнительным. Глинистые буровые растворы (глинистые суспензии), строго говоря, не являются реологически стационарными системами. Дело в том, что прочность их зависит от времени. Находясь в покое, глинистый раствор упрочняется, в нем происходит процесс восстановления связей между коллоидными частицами. Под влиянием взаимодействия частиц дисперсной фазы между собой и молекулами дисперсной среды в системе образуется структура. Такое свойство жидкостей называется тиксотропией, а структура – тиксотропной. При движении жидкости возникшие ранее связи в структуре разрушаются, прочность структуры уменьшается, и этот процесс идет быстрее при больших градиентах скорости. "Разжижение" при заданном градиенте скорости сдвига происходит не сразу. Необходимо

определенное время, чтобы прочностные и вязкостные показатели стабилизировались, наступило динамическое равновесие между процессами структурообразования и разрушения.

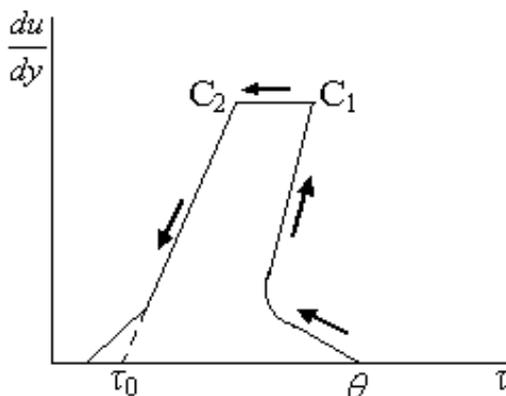


Рис. В.2. Пример реограммы реологически нестационарной жидкости

Характерной особенностью реологически нестационарных систем является явно выраженный гистерезис. На рис. В.2 показан реометрический эксперимент с системой, имеющей статическое напряжение сдвига (прочность структуры), равное  $\theta$ . Стрелками показано направление изменения скорости. Участок  $C_1C_2$  — это выдержка во времени системы на верхней границе по градиенту скорости, при которой происходило "разжижение" системы (в вискозиметре поддерживается постоянная скорость вращения до того момента, пока не стабилизируется показание по углу поворота пружины  $\varphi$ ). Ниспадающая кривая, таким образом, является реограммой системы, тиксотропная структура которой предварительно разрушена (на участке  $C_1C_2$ ).

Математические модели реологически нестационарных систем создать очень сложно в связи с тем, что в уравнение должно войти время  $t$ .

Тиксотропные свойства бурового раствора способствуют удержанию твердых частиц во взвешенном состоянии при остановке насосов и прекращении промывки скважины. До недавнего времени этому свойству жидкости придавали явно преувеличенное значение. Массовое бурение скважин с промывкой водой (Татария, Башкирия, Средняя Волга) показало, что при использовании ньютоновских жидкостей, абсолютно лишенных тиксотропных свойств, можно обеспечить удовлетворительную очистку ствола скважины. Передовая инженерная мысль в настоящее время склоняется к применению жидкостей с весьма ограниченными тиксотропными свойствами, следовательно, тяготеющих в большей степени к реологически стационарным системам. Широко распространенные полимер-глинистые системы с малым содержанием твердой фазы почти не обладают тиксотропными свойствами. Что касается реологической модели, то, как уже говорилось ранее, предпочтение отдается псевдопластичной жидкости, вязкость которой уменьшается с увеличением скорости сдвига.

В работе [2] приведен список фундаментальных моделей, среди которых, кроме уже упомянутых, есть модель де Хавена вида:

$$\tau = \frac{\eta_o}{1 + c\tau^n} \cdot \frac{du}{dy}, \quad (\text{B.6})$$

частным случаем которой является модель Рабиновича:

$$\tau = \frac{\eta_o}{1 + c\tau^2} \cdot \frac{du}{dy}. \quad (\text{B.7})$$

Эти модели представляют большой интерес для задач буровой гидравлики, поскольку могут полностью заменить собой степенную модель и их разновидности.

На кафедре бурения УГТУ на основе модели де Хавена предложены несколько нетрадиционных реологических моделей буровых жидкостей:

$$\tau = \frac{\eta_o}{1 + c\tau} \cdot \frac{du}{dy}, \quad (\text{B.8})$$

$$\tau - \tau_o = \frac{\eta_o}{1 + c(\tau - \tau_o)} \cdot \frac{du}{dy}, \quad (\text{B.9})$$

$$\tau = \frac{\eta_o}{1 + c\tau - m\tau^2} \cdot \frac{du}{dy}, \quad (\text{B.10})$$

$$\tau - \tau_o = \frac{\eta_o}{1 + c(\tau - \tau_o) - m(\tau - \tau_o)^2} \cdot \frac{du}{dy}. \quad (\text{B.11})$$

Модель (B.8) является упрощенным вариантом общей модели де Хавена при  $n=1$ . Она вполне может заменить степенную модель, если окажется, что на ее основе можно получить уравнение расхода для ламинарного течения (формулу для определения линейных потерь давления). Так же, как и степенная модель, она двухпараметрическая, но имеет то неоспоримое преимущество, что действительно при **любых** градиентах скорости.

Модель (B.9) трехпараметрическая и может заменить трехпараметрическую модель Гершеля-Балкли:

$$\tau = \tau_o + K \cdot \left( \frac{du}{dy} \right)^n, \quad (\text{B.12})$$

которой присущи те же недостатки, что и степенной модели.

Модель (B.10) отличается от остальных тем, что может отразить давно обнаруженное в эксперименте замедление процесса разжижения (вплоть до прекращения последнего) при высоких скоростях сдвига, граничащих с переходом на турбулентный режим движения.

Наконец, четырехпараметрическая модель (B.11). Она универсальная и в принципе может отобразить все возможные реограммы, полученные при исследовании

довании буровых промывочных жидкостей. Основной недостаток: большое число реологических параметров.

Общим недостатком всех "степенных" моделей, в уравнении которых градиент скорости возводится в степень **меньше** единицы, является то, что они заведомо неприменимы при  $(du/dy) \leq 1$ . Причина чисто формальная, математическая. Дело в том, что при  $(du/dy) = 1$  все кривые, независимо от величины  $n$ , сходятся в одну точку, а при  $(du/dy) \leq 1$  величины  $\tau$ , найденные по формуле (В.2), получаются больше, чем по формуле (В.1), что делает модели не применимыми в области  $0 \leq (du/dy) \leq 1$ . Печальным следствием этого является то, что корректность результатов применения моделей ставится в зависимость от размерности градиента скорости сдвига.

Однако есть еще один принципиальный недостаток степенных моделей. Он заключается в том, что так называемый параметр (индекс, показатель, коэффициент) консистентности  $K$  в формуле (В.2) не имеет определенного физического смысла. По размерности он совпадает с размерностью динамической вязкости. По логике подхода он должен быть равен вязкости  $\mu$  "исходной", не поддающейся разжижению ньютоновской жидкости, с которой сравнивается исследуемая разжижаемая жидкость, но на самом деле этого нет.

Модели жидкостей {(В.8)...(В.11)} в этом отношении имеют несомненное преимущество перед степенными. Реологический параметр  $\eta_0$  по физическому смыслу (и в отличие от формального параметра  $K$ ) является **начальной вязкостью исследуемой жидкости при градиентах скорости сдвига, близких к нулю**. А это дорогого стоит.

В технической литературе по бурению для решения инженерных задач в области гидромеханики чаще других используется модель Шведова-Бингама (причина в том, что реологические параметры имеют четкую смысловую нагрузку):

$$\tau = \tau_0 + \eta \frac{du}{dy}.$$

Тем самым вводятся следующие допущения:

- буровые промывочные жидкости суть реологически стационарные системы, по крайней мере, становятся таковыми вскоре после начала движения;
- большинство буровых промывочных растворов, относящихся к аномальным жидкостям, удовлетворительно описываются моделью Шведова-Бингама.

Разумеется, не во всех задачах, не для всех жидкостей, применяемых в бурении, такие допущения корректны. В ряде случаев более точные решения могут быть получены с использованием степенных уравнений (модель Оствальда-Ваале или модель Кэссона-Шульмана), хотя, как только что было сказано, в области небольших градиентов скорости они вообще неприменимы или приводят к недопустимым погрешностям.

Реологические параметры буровой промывочной жидкости зависят от температуры в скважине. Строго говоря, в скважине находится не одна жидкость, а бесконечное их множество в связи с тем, что температура раствора непрерывно

меняется по мере его движению к забою и обратно. Вместе с температурой меняются все параметры:  $\theta$ ,  $\tau_0$ ,  $\eta$ . При этом не исключено, что "меняется" и сама жидкость **в отношении реологической модели**.

В заключение несколько слов о том, зачем нужны математические модели поведения различных жидкостей при их деформации в форме сдвига. Покажем это на примере. В курсе "Гидравлика" выводится формула Пуазейля-Гагена для расчета потерь давления при напорном ламинарном движении воды, например, по трубам. Формула получается аналитически, исходя из модели Ньютона. Она замечательно подтверждается экспериментально. Забегая чуть вперед, скажем, что аналогичные решения могут быть найдены, если воспользоваться другими моделями, например, моделью Шведова-Бингама, степенной моделью, моделями по формулам (В.8), (В.9) и (В.10).

#### Сжимаемость жидкостей.

Капельные жидкости под воздействием давления меняют свой объем. Это свойство характеризуется коэффициентом объемного сжатия  $\beta_V$ , представляющим собой относительное изменение объема жидкости на изменение давления на единицу:

$$\beta_V = -\frac{\Delta V}{V \cdot \Delta p} \left[ \frac{1}{Pa} \right]. \quad (B.13)$$

Величина, обратная  $\beta_V$ , называется модулем объемного расширения  $k_V$  [Па].

Температурное расширение оценивается коэффициентом объемного расширения  $\beta_t$ :

$$\beta_t = -\frac{\Delta V}{V \cdot \Delta t}. \quad (B.14)$$

#### Уравнение состояния идеального газа.

Перегретый газ, к которому можно отнести воздух или природный газ со значительным содержанием метановой фракции, в первом приближении может быть описан уравнениями состояния идеального газа, обобщенной формой которых является закон Клайперона-Менделеева:

$$\frac{pV}{T} = \frac{m}{M} R_m, \quad (B.15)$$

где  $p$  – абсолютное давление;  $V$  – объем газа, имеющего массу  $m$ ;  $M$  – молекулярный вес газа;  $T$  – температура по шкале Кельвина;  $R_m$  – универсальная газовая постоянная.

#### Теплофизические свойства буровых растворов.

Теплофизические свойства любого вещества связаны между собой следующим соотношением:

$$\lambda_m = a c \rho, \quad (B.16)$$

где  $\lambda_m$  – коэффициент теплопроводности;  $a$  – коэффициент температуропроводности;  $c$  – удельная теплоемкость;  $\rho$  – плотность.

Коэффициент  $\lambda$  выражает то количество тепла в джоулях, которое проходит в течение одной секунды через стенку толщиной в 1 м и площадью 1 м<sup>2</sup> при разностях температур на поверхностях стенки, равной 1°С.

Удельная теплоемкость  $c$  вещества представляет собой то количество тепла  $Q_m$ , которое необходимо для нагревания единицы количества вещества  $m$  на 1°С:

$$c = \frac{Q_m}{m \cdot \Delta t}. \quad (\text{B.17})$$

Коэффициент температуропроводности "а" характеризует собой скорость изменения температуры единицы объема среды, то есть изменение ее температуры за единицу времени. Из (1.8) имеем:

$$a = \frac{\lambda}{c\rho}. \quad (\text{B.18})$$

Теплофизические свойства буровых растворов начали всерьез определять только после 1962. Установлено, что величина удельной теплоемкости  $c$  уменьшается с увеличением плотности и находится в пределах от 0,86 до 0,40 ккал/(кг×°С) или, что то же самое, от  $3,68 \cdot 10^3$  до  $1,67 \cdot 10^3$  Дж/(кг×°С). Объясняется это тем, что глина обладает низкой по сравнению с водой теплоемкостью (около 0,22 ккал/(кг×°С) или  $0,92 \cdot 10^3$  Дж/(кг×°С) и снижает первоначальную теплоемкость воды ( $4,19 \cdot 10^3$  Дж/(кг×°С)).

Предложена эмпирическая формула для определения удельной теплоемкости водных суспензий глины:

$$C = [0,334 + 0,6745\rho^{-3,3}] \cdot 4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг×°С)}, \quad (\text{B.19})$$

где  $\rho$  – плотность суспензии в г/см<sup>3</sup>.

Ниже приводится список условных обозначений переменных и констант, использованных в работе.

<b>Условные обозначения переменных и констант</b>	
Средняя скорость потока в трубах	$v_g$
Внутренний диаметр канала в трубах	$d_g$
Порядковый номер элемента	$i$
Длина $i$ -того элемента	$\varepsilon_i$
Минимальный диаметр канала в соединении	$d_c$
Плотность жидкости	$\rho$
Параметр (критерий) Рейнольдса для потока в трубе	$Re_g$
Критерий (критерий) Хедстрема для потока в трубе	$He_g$
Критерий Сен-Венана - Ильюшина (для трубы)	$Sen_g$
Индекс (показатель) консистенции псевдопластической (степенной) жидкости	$K$

<b>Условные обозначения переменных и констант</b>	
Показатель нелинейности (степенная жидкость)	$n$
Диаметр скважины	$D$
Коэффициент гидравлического сопротивления	$\lambda$
Критическая скорость движения жидкости в трубах	$v_{в.кр}$
Критический расход в трубах	$Q_{в.кр}$
Критическая скорость жидкости в заколонном пространстве	$v_{к.кр}$
Критический расход в заколонном пространстве за трубами	$Q_{к.кр}$
Площадь сечения заколонного пространства	$F_{кр}$
Критическая скорость жидкости в заколонном пространстве за соединениями (муфтами, замками)	$v_{км.кр}$
Критический расход жидкости в заколонном пространстве за соединениями (муфтами, замками)	$Q_{м.кр}$
Расход жидкости в циркуляционной системе (подача насосов)	$Q$
Коэффициент относительных потерь давления в соединениях	$K_m$
Длина одной трубы	$l_o$
Наружный диаметр трубы	$d_H$
Наружный диаметр соединения (муфты, замка)	$d_m$
Критерий Рейнольдса для вязкой жидкости	$Re$
Критерий Рейнольдса (приведенный) для трубы при течении вязкопластичной жидкости	$Re_e^*$
Критерий Сен-Венана	$Sen$
Критерий Хёдстрема	$He$
Потери давления в трубе	$p_v$
Потери давления в заколонном пространстве	$p_k$
Потери давления в заколонном пространстве за трубами	$p_{к.т}$
Потери давления <b>местные</b> в заколонном пространстве за замками (муфтами)	$p_{к.мм}$
Потери давления <b>линейные</b> в заколонном пространстве за замками (муфтами)	$p_{к.м}$
Потери давления в заколонном пространстве за забойным двигателем	$p_{к.тб}$
Общие потери давления в циркуляционной системе (без потерь в обвязке насосов)	$p_n$
Потери давления в обвязке насосов (в манифольде)	$p_{обв}$

<b>Условные обозначения переменных и констант</b>	
Допустимые потери в заколонном пространстве	$P_{к.дон}$
Перепад давления в забойном двигателе	$P_{тб}$
Средняя скорость движения жидкости в заколонном пространстве	$v_k$
Перепад давления на долоте	$P_d$
Коэффициент потерь давления в обвязке насосов, Па*с <sup>2</sup> /(м <sup>3</sup> /кг)	$A_{обв}$
Критическая скорость жидкости в заколонном пространстве за забойным двигателем	$v_{к.тб.кр}$
Критический расход жидкости в заколонном пространстве за забойным двигателем	$Q_{к.тб.кр}$
Длина забойного двигателя	$l_{тб}$
Наружный диаметр забойного двигателя	$d_{тб}$
Коэффициент, характеризующий зависимость перепада давления на турбобуре от расхода	$A_{тб}$
Коэффициент расхода промывочных каналов долот	$\mu_n$
Площадь забоя скважины	$F_d$
Скорость движения колонны труб в скважине	$u_m$
Эквивалентная скорость	$u_{эkv}$
Расход жидкости, соответствующий эквивалентной скорости	$Q_{эkv}$
Рациональный (рекомендуемый) расход жидкости	$Q_{рц}$
Коэффициент наполнения насосов	$\beta$
Допустимое давление для цилиндрических втулок насоса данного диаметра	$P_{вт}$
Диаметр отверстия гидромониторных насадок долот	$d_o$
Число используемых насадок в долоте	$z$
Диаметр отверстия подводящего канала долота	$d_n$
Суммарная площадь промывочных отверстий долота	$f_d$
Удельный расход жидкости (приходящийся на единицу площади забоя), (м <sup>3</sup> /с)/м <sup>2</sup>	$q$
Обобщенный коэффициент потерь давления в трубах при ламинарном движении степенной жидкости, Па/(м <sup>3</sup> /с)	$S_e$
Обобщенный коэффициент потерь давления в заколонном пространстве при ламинарном движении степенной жидкости, Па/(м <sup>3</sup> /с)	$S_k$
Пластовое давление	$P_{пл}$

<b>Условные обозначения переменных и констант</b>	
Коэффициент аномальности пластового давления	$k_a$
Плотность неминерализованной воды	$\rho_v$
Длина струи (от насадки до забоя)	$l_c$
Коэффициент расширения струи	$a_o$
Эквивалентный расход бурового раствора за соединениями труб (муфтами, замками)	$Q_{мэ}$
Гидродинамическое (избыточное) давление при спуске колонны труб	$p_{гд.с}$
Гидродинамическое (избыточное) давление при подъеме колонны труб	$p_{гд.п}$
Обобщенный коэффициент гидродинамических сопротивлений при спуске (подъеме) колонны труб	$C$
Вязкопластичная (бингамовская) жидкость	ВПЖ
Псевдопластичная (степенная) жидкость	ППЖ

## Часть I. Гидростатика в бурении

### 1. Уравнения гидростатики буровых жидкостей

#### 1.1. Дифференциальное уравнение гидростатики

Выделим внутри покоящейся жидкости (рис. 1.1) параллелепипед с ребрами, расположенными параллельно координатным осям  $Ox$ ,  $Oy$  и  $Oz$ , равным соответственно  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$ . Составим уравнение равновесия этого параллелепипеда.

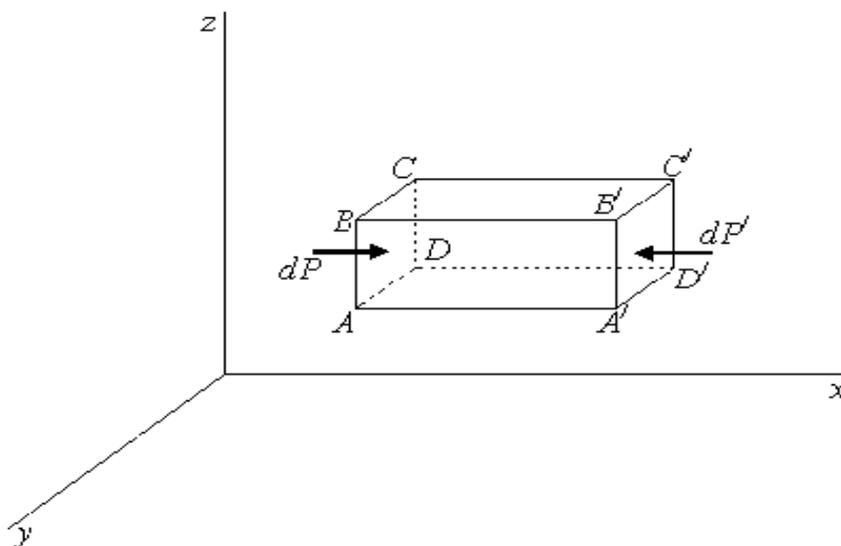


Рис. 1.1. К выводу основного дифференциального уравнения гидростатики

Условия равновесия: проекция всех сил (поверхностных и массовых) на оси координат поочередно равны нулю.

$$dP = p \cdot dy \cdot dz \text{ и } dP' = p' \cdot dy \cdot dz,$$

где  $p$  и  $p'$  – гидростатические давления на элементарных площадках  $ABCD$  и  $A'B'C'D'$ ;  $P$  и  $P'$  – силы, действующие на эти площадки.

Основываясь на тезисе о непрерывности и однородности среды, принимаем, что гидростатическое давление является непрерывной функцией координат.

Это означает, в частности, что справедливо уравнение:

$$p' = p + \frac{\partial p}{\partial x} dx,$$

поскольку при переходе от площадки  $ABCD$  к площадке  $A'B'C'D'$  по направлению оси  $Ox$  меняется только координата  $x$ . Тогда

$$dP' = \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz.$$

В параллелепипеде заключена масса жидкости  $dm = \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz$ , на которую в общем случае может действовать сила  $d\vec{F} = dm \cdot \vec{j}$ . Здесь  $\vec{F}$  – вектор результирующей массовой силы, а  $\vec{j}$  – вектор ускорения, полученный в результате действия этой силы. Проекция силы на ось будет равна:

$$F_x = dm \cdot j_x = \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot j_x.$$

Условие равновесия тогда запишется уравнением:

$$P - P' + F_x = 0;$$

$$p \cdot dy \cdot dz - \left( p + \frac{\partial p}{\partial z} \cdot dx \right) dy \cdot dz + \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot j_x = 0;$$

$$-\frac{\partial p}{\partial z} dx + \rho dx \cdot j_x = 0;$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} dx = \rho \cdot j_x dx = 0.$$

Аналогично можно получить уравнение равновесия по проекциям сил на оси  $Oy$  и  $Oz$ . В результате получим систему уравнений:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx = \rho \cdot j_x dx;$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} dy = \rho \cdot j_y dy;$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho \cdot j_z dz.$$

Сложим левые и правые части:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho (j_x dx + j_y dy + j_z dz).$$

Левая часть уравнения – это полный дифференциал функции. В результате:

$$dp = \rho (j_x dx + j_y dy + j_z dz). \quad (1.1)$$

Это уравнение называется основным дифференциальным уравнением гидростатики.

## 1.2. Основные уравнения гидростатики

Рассмотрим несколько частных случаев решения полученного уравнения применительно к задачам буровой гидравлики.

Поместим в скважину, заполненную вязкой жидкостью (например, глинистым раствором) так, как показано на рис. 1.2. Ось скважины направлена верти-

кально и параллельно оси  $Oz$ . Ось  $Ox$  направим, следовательно, горизонтально.

Жидкость в точке  $M$  в герметичной скважине с координатой  $z$  будет находиться в покое в поле земного тяготения. При выбранных нами направлениях координатных осей массовая сила – сила веса будет направлена вдоль оси  $Oz$ . Следовательно, проекции массовой силы на другие оси будут равны нулю. Это значит, что в уравнении (1.1)  $j_x$  и  $j_y$  соответственно будут равны нулю, а  $j_z = -g$ .

$$dp = -\rho g dz.$$

Знак "-" появляется от того, что направление оси  $Oz$  не совпадает с направлением силы тяжести.

Проинтегрируем, помня о том, что для жидкости  $\rho = \text{const}$ :

$$dp + \rho g dz = 0,$$

$$\frac{p}{\rho g} + z = C = \text{const}.$$

Это означает, что в общем случае

$$\frac{p}{\rho g} + z = \frac{p_0}{\rho g} + z_0, \quad (1.2)$$

где  $p_0$  и  $z_0$  – известное давление в точке с заданной координатой  $z_0$ .

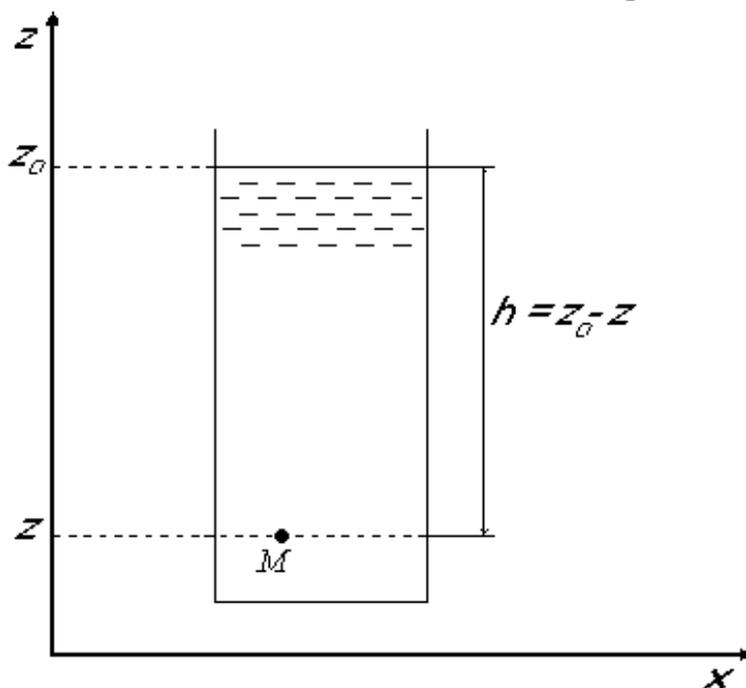


Рис. 1.2. К выводу основного уравнения гидростатики

Решение (1.2) называется основным уравнением гидростатики, которое чаще представляют в виде:

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z) \quad (1.3)$$

или

$$p = p_0 + \rho g h, \quad (1.4)$$

где  $h$  – глубина погружения под уровень жидкости, где давление известно.

В скважине, в отличие от многих гидротехнических задач, не всегда  $p_0$  и  $z_0$  – это соответственно давление и координата свободной поверхности, где давление равно атмосферному. В закрытой, но герметичной скважине  $p_0$  и  $z_0$  – могут быть информацией на любой глубине. Нередко приходится определять давление жидкости на меньшей глубине, пользуясь данными о давлении на значительно большей глубине. Поэтому при решении задач по гидростатике буровой жидкости лучше пользоваться либо уравнением (1.2), либо понятием о положительной ( $z_0 < z$ ) и отрицательной ( $z_0 > z$ ) глубине.

Примечание: при использовании уравнения (1.2) надо всегда помнить, что при его выводе ось  $Oz$  не совпадала по направлению с направлением силы тяжести.

Уравнение (1.4) – это уравнение прямой. Это значит, что изменение давления в скважине зависит только от глубины при  $\rho = const$ , независимо от того, открытая скважина или находится под давлением.

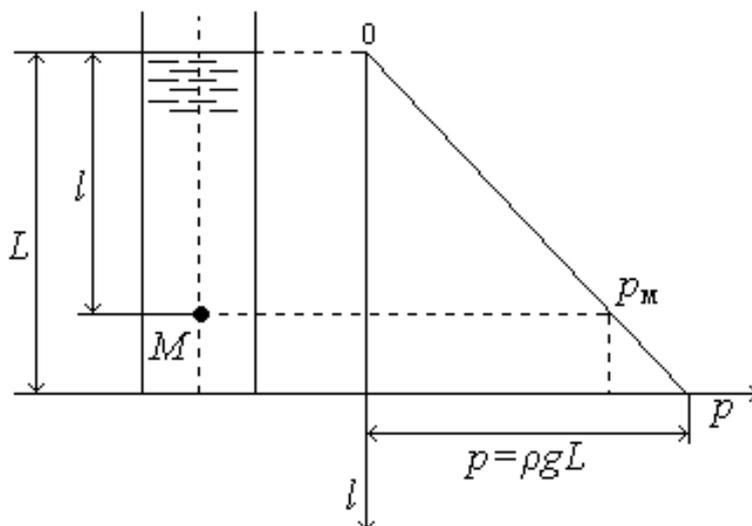


Рис. 1.3. Изменение гидростатического давления с глубиной в открытой скважине

На рис. 1.3 показана эпюра (график) давлений в открытой скважине, а на рис. 1.4 – в закрытой с избыточным давлением  $p_y$  на устье скважины. В последнем случае давление на любой глубине  $l$  (в буровой литературе вместо  $h$  обычно пишут  $l$ ):

$$p = p_y + \rho g l, \quad (1.5)$$

так как  $p_0 = p_y$ , а  $h = l$ .

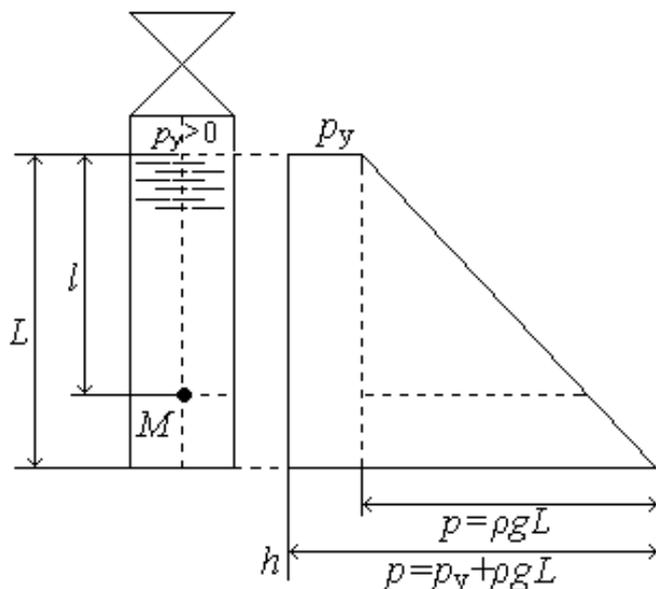


Рис. 1.4. Изменение давления с глубиной в скважине с избыточным давлением на устье

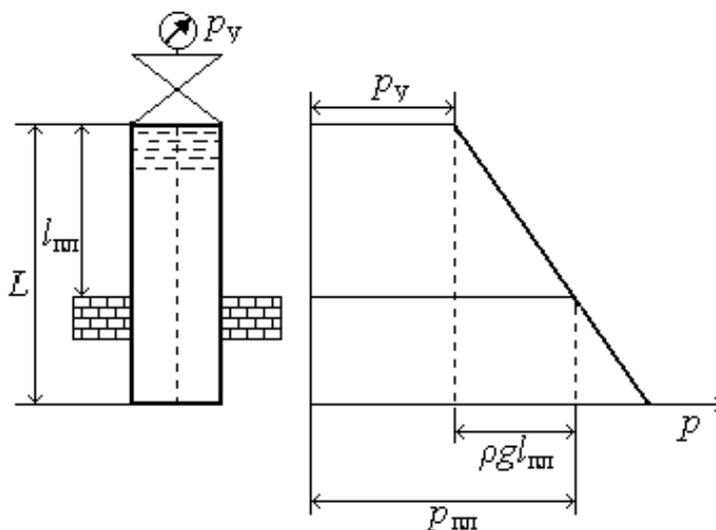


Рис. 1.5. Эпюра давления при проявлении из скважины

Еще один пример. Найти давление на устье скважины, если известны пластовое давление  $p_{nl}$  и глубина проявляющего пласта  $l_{nl}$  (рис. 1.5). Из рисунка видно, что в данном случае  $l_{nl}$  – величина отрицательная, так как известно давление на большей глубине, а необходимо найти давление на устье скважины.

Следовательно,

$$p = p_{nl} \quad l = l_{nl}$$

а искомое давление  $p_y$ :

$$p_y = p_{nl} - \rho g l_{nl}. \quad (1.6)$$

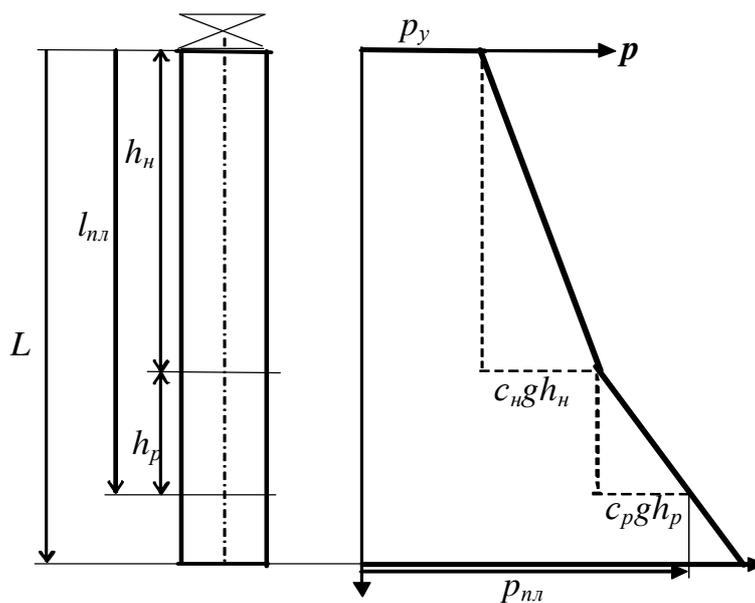


Рис. 1.6. Эпюра давлений при частичном замещении бурового раствора в скважине нефтью

Несколько усложним задачу. Представим себе, что в проявляющей скважине (при избыточном давлении на устье) находятся две жидкости – нефть и буровой раствор – соответственно с плотностью  $\rho_n$  и  $\rho_p$ , причем высота столба их в скважине равна соответственно  $h_n$  и  $h_p$ . Нетрудно доказать, что в данном случае устьевое давление определяется по формуле:

$$p_y = p_{нл} - (\rho_n \cdot g \cdot h_n + \rho_p \cdot g \cdot h_p). \quad (1.7)$$

Эпюра давлений в скважине показана на рис. 1.6.

### 1.3. Давление жидкости в герметичной скважине при всплытии газового пузыря, поступившего в скважину из пласта

Введем допущения:

- газ не растворяется в жидкости;
- процесс всплытия происходит в **изотермических** условиях;
- скважина **герметична**.

Поступивший из пласта некоторый объем газа под действием архимедовой силы, естественно, стремится переместиться вверх по стволу скважины (всплыть). Такой процесс, когда наблюдается движение газа из пласта в скважину и по скважине – к устью, называется газопроявлением, которое может стать причиной открытого газового фонтана. В подобных случаях скважину закрывают превентером, после чего все, что находится в скважине, оказывается в состоянии покоя, и появляется возможность применить законы гидростатики.

Зафиксируем три положения равновесного состояния, когда газовый "пузырь" находится:

- напротив проявляющего газового пласта с пластовым давлением  $p_{пл}$  (рис. 1.7а);
- в середине интервала от пласта до устья скважины (рис. 1.7б);
- на устье (рис. 1.7в).

Объем газового пузыря, поступившего в **герметичную** скважину, не может ни уменьшаться, ни увеличиваться хотя бы потому, что жидкость принимаем в первом приближении несжимаемой. Следовательно, при движении газа его объем  $V=const$ . Если пренебречь влиянием температуры на давление газа (мы договорились, что процесс изотермический) при его движении снизу вверх, то в соответствии с законом Бойля-Мариотта

$$pV=const,$$

и давление должно оставаться неизменным, то есть

$$p=p_{пл}.$$

Это означает, что в данной задаче всегда известно давление на границе газа с жидкостью. Следовательно, можно рассмотреть состояние покоя верхней и нижней частей жидкости, применяя основное уравнение гидростатики к указанным частям покоящейся в скважине жидкости с той лишь разницей, что отсчет глубины (отрицательный для верхней части и положительный – для нижней) надо брать от границ раздела жидкости и газа.

Для верхней части давление определяется по формуле:

$$p=p_{пл}-\rho gl_p, \quad (1.8)$$

а для нижней –

$$p=p_{пл}+\rho gl_p, \quad (1.9)$$

где  $l_p$  – расстояние от газа до заданной точки в жидкости.

На рис. 1.7 показано изменение давления в скважине при всплытии газа. Видно, что по мере того, как газовый пузырь, внутри которого давление постоянно и равно  $p_{пл}$ , приближается к устью, давление в скважине растет. Самым опасным является момент, когда газ достигает устья скважины. В этом случае давление во всех точках скважины максимальное. И в результате получается, что простое гравитационное перемещение небольшого газового пузырька, размеры которого несоизмеримы с размерами скважины, создает весьма опасную с точки зрения разрыва колонны внутренним давлением ситуацию. Именно поэтому надо быть очень внимательным, когда при газопроявлениях закрыто устье скважины. Необходимо внимательно следить за давлением на устье  $p_y$ , своевременно открывать задвижку ("сравливать" давление), уменьшая тем самым устьевое давление, не допуская, чтобы оно оказалось более допустимого.

Логично задаться вопросом: какое количество газа, поступившего из пласта в скважину, опасно для ведения буровых работ?

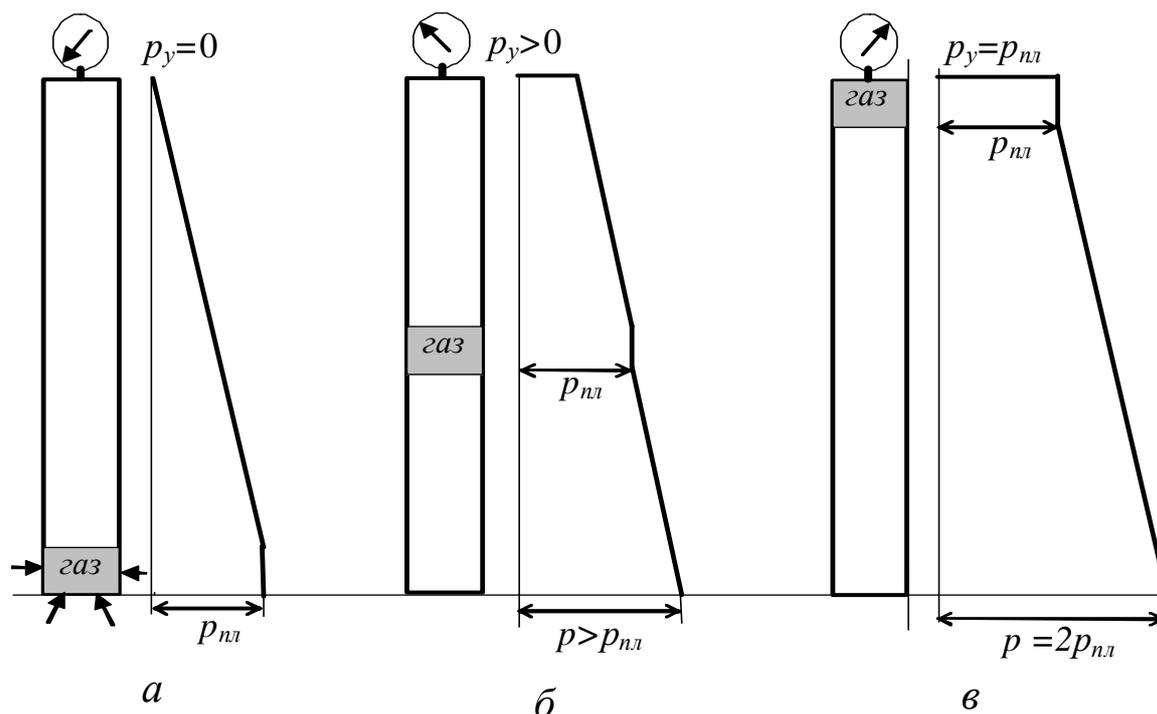


Рис. 1.7. Изменение давления в герметичной скважине при всплытии газа, поступившего из вскрытого пласта

При анализе всплытия газового пузыря в герметично закрытой скважине мы считали жидкость абсолютно несжимаемой. И пришли к выводу, формально правильному, что даже совсем небольшой газовый пузырек может привести к плачевному результату. На деле, разумеется, дело обстоит несколько иначе. Дело в том, что эффект этот может проявиться только там, где величина объемной деформации жидкости под действием давления в газовом пузыре существенно **меньше** объема газового пузыря, всплывающего по скважине вверх. Известно, что при увеличении давления на 10 МПа объем жидкости уменьшается на 0,5%. Предположим теперь, что из пласта с давлением 30 МПа в скважину поступил газ с глубины 3000 м. Примем, что высота столба газа равна 10 м. Оказавшись на устье, газовый пузырь создает дополнительное давление на жидкость 30 МПа. Под действием такого давления жидкость сожмется на 1,5%, т.е. уровень жидкости в скважине (под газовым пузырем) "просядет" на 45 м, что в 4,5 раза больше объема газа. Очевидно, что такая предоставившаяся газу возможность расширяться приведет к уменьшению давления в газовом пузыре и равновесие наступит при значительно меньших давлениях по сравнению с ожидаемыми, полученными при расчетах без учета сжимаемости жидкости.

Установлено, что описанный выше эффект роста давления до опасных величин на устье и в скважине в целом наблюдается при поступлении газа более 5% от объема скважины, причем неважно, поступает он сразу или постепенно. Именно поэтому нужно быть предельно внимательным со скважинами, находящимися под давлением или находящимися во временной консервации со вскрытым газовым пластом.

### 1.4. Равновесие газов в скважине

При бурении скважин на различных этапах ее строительства создаются ситуации, когда скважина (обычно закрытая) заполнена сжатым газом, создающим определенное давление на стенки скважины. Знание величины этого давления необходимо для расчетов обсадных колонн, оценки вероятности гидро-разрыва пласта и т.п. Поэтому умение прогнозировать ожидаемые давления при возможных газопроявлениях с полным или частичным замещением жидкости в скважине газом имеет важнейшее значение.

Предположим, что закрытая скважина от кровли газоносного пласта до устья заполнена газом (рис. 1.8). Для того чтобы этот газ находился в равновесии, необходимо, чтобы столб газа создавал на пласт давление, равное давлению газа в пласте.

Воспользуемся дифференциальным уравнением гидростатики.

$$dp = \rho(j_x dx + j_y dy + j_z dz),$$

где  $\rho \neq const$  (в отличие от капельной жидкости в данном случае  $\rho$  – функция температуры и давления).

Для поля земного тяготения  $j_x=0; j_y=0; j_z=-g$ , тогда

$$dp = -\rho g dz.$$

Как отмечалось, для газа  $\rho = f(p, T)$ . Для случая покоя газа в скважине можно с некоторым допущением принять процесс сжатия изотермическим, для которого

$$p_o V_o = pV$$

или

$$\frac{\rho}{\rho_o} = \frac{p}{p_o},$$

отсюда

$$\rho = \frac{\rho_o p}{p_o}.$$

Подставив в дифференциальное уравнение гидростатики, имеем:

$$dp = -g \frac{\rho_o}{p_o} \cdot p \cdot dz.$$

Здесь  $p_o$  и  $\rho_o$  – известные давление и плотность в известном сечении.

Разделим переменные:

$$\frac{dp}{p} = -g \frac{\rho_o}{p_o} dz.$$

Проинтегрируем:

$$\int_{p_o}^p \frac{dp}{p} = -g \frac{\rho_o}{p_o} \int_{z_o}^z dz;$$

$$\ln p \Big|_{p_0}^p = -g \frac{\rho_o}{p_o} z \Big|_{z_0}^z ;$$

$$\ln p - \ln p_o = -g \frac{\rho_o}{p_o} (z - z_o) ;$$

$$\ln \frac{p}{p_o} = -g \frac{\rho_o}{p_o} (z - z_o) ;$$

$$\ln \frac{p}{p_o} = -g \frac{\rho_o}{p_o} h ,$$

где  $h$  – превышение сечения  $z$  над  $z_o$  (положительное или отрицательное).

Из последнего выражения следует:

$$\frac{p}{p_o} = e^{-g \frac{\rho_o}{p_o} h} ,$$

отсюда

$$p = p_o e^{-g \frac{\rho_o}{p_o} h} . \quad (1.10)$$

Выражение (1.10) не очень удобно для расчетов, поскольку плотность  $\rho_o$ , как правило, не известна. Воспользуемся уравнением Менделеева-Клапейрона

$$pV_m = mR_y T, \quad (1.11)$$

чтобы приближенно выразить  $\rho/p_o$ . В уравнении (1.11):

$V_m$  – объем одного моля газа;

$R_y$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(град·кмоль);

$T$  – абсолютная температура, °К;

$m$  – коэффициент сжимаемости газа, показывающий отклонение поведения газа от идеального.

Разделив обе части уравнения на молекулярный вес газа  $M$  и заменив  $p/\rho$  на  $p_o/\rho_o$ , получим:

$$p \frac{V_m}{M} = \frac{m}{M} R_y T ; \quad \frac{p}{\rho} = \frac{m}{M} R_y T ; \quad \frac{p_o}{\rho_o} = \frac{m}{M} R_y T .$$

В результате –

$$\frac{\rho_o}{p_o} = \frac{M}{mR_y T} , \quad (1.12)$$

следовательно, подставляя (1.12) в формулу (1.10):

$$p = p_o e^{-\frac{gMh}{mR_y T}} . \quad (1.13)$$

Эта формула известна под именем барометрической.

В расчетной практике часто свойства газов описываются с помощью коэффициента сжимаемости  $m$  и относительной плотности газа по воздуху в нормальных условиях  $\bar{\rho}$ .

Для природных газов чаще используется формула:

$$p = p_o e^{-\frac{0,03415\bar{\rho}(z-z_o)}{mT}}, \quad (1.14)$$

где  $z-z_0=h$ .

Для практических расчетов вполне допустимо величину  $\frac{0,03415}{mT}$  принять равной  $10^{-4}$ . Тогда формула (1.14) примет вид:

$$p = p_o e^{-\bar{\rho}(z-z_o) \cdot 10^{-4}}. \quad (1.15)$$

Формула (1.15) используется при расчете обсадных колонн в условиях газопроявлений. В известной "Инструкции по расчету обсадных колонн" она преобразована к виду:

$$p = \frac{P_{nl}}{e^{\bar{\rho}(l_{cp}-z_y) \cdot 10^{-4}}}, \quad (1.16)$$

где  $z_y$  – расстояние от устья до искомого сечения.

По этой формуле можно определить давление газа на любой глубине, если известно давление газа в пласте  $P_{nl}$ .

В частном случае, на устье скважины при  $z_y=0$ , давление равно:

$$p = \frac{P_{nl}}{e^{\bar{\rho}l_{cp} \cdot 10^{-4}}}. \quad (1.17)$$

### 1.5. Относительное равновесие жидкости

В буровой практике находят применение гидравлические аппараты, в которых жидкость вращается в цилиндрических сосудах, например, в гидроциклонах и центрифугах.

В центрифуге (а с некоторым приближением и в гидроциклонах) жидкость вращается с **постоянной** для всех частиц жидкости угловой скоростью. В подобных случаях говорят, что жидкость находится в **относительном равновесии** по отношению к стенкам вращающегося сосуда или одних частиц жидкости по отношению к другим.

В названных устройствах жидкость вращается с такими угловыми скоростями, что созданное этим вращением силовое поле (после центробежных сил) оказывается более напряженным, чем поле земного тяготения, причем настолько, что последним можно пренебречь.

Воспользуемся дифференциальным уравнением гидростатики

$$dp = \rho(j_x dx + j_y dy + j_z dz).$$

В соответствии с ранее сказанным

$$j_z = 0.$$

Центробежную силу направляем вдоль оси  $Ox$ , тогда

$$j_y = 0, \text{ а } j_x = w^2 x.$$

В результате получаем дифференциальное уравнение:

$$dp = \rho w^2 x dx.$$

Интегрируем:

$$p = \frac{\rho w^2 x^2}{2} + C.$$

Постоянную интегрирования найдем, исходя из граничных условий: при  $x = r_o$   $p = p_o$ , (например, на свободной поверхности).

Тогда

$$p_o = \frac{\rho w^2 r_o^2}{2} + C; \quad C = p_o - \frac{\rho w^2 r_o^2}{2}.$$

Подставив найденное  $C$  в уравнение, находим:

$$p = p_o + \frac{\rho w^2}{2} (x^2 - r_o^2). \quad (1.18)$$

Если жидкость полностью заполняет вращающийся сосуд или сама вращается в неподвижном сосуде (например, в гидроциклоне), то  $r_o = 0$ , то

$$p = p_o + \rho \frac{w^2 x^2}{2}. \quad (1.19)$$

Пример. Центрифуга диаметром 400 мм. Плотность жидкости  $\rho = 1200$  кг/м<sup>3</sup>. Частота вращения  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>. Определить давление на стенки корпуса центрифуги, если избыточное давление в центре  $p_o = 0$ .

Определим угловую скорость вращения жидкости:

$$w = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30} = 209,4 \text{ (рад/с)}.$$

Радиус центрифуги  $x = 0,2$  м. Тогда

$$p = 1200 \frac{209,4^2 \cdot 0,2^2}{2} = 1052360 \text{ Па} = 1,052 \text{ МПа}.$$

Формула (1.19) применима для определения давления на стенки скважины, возникающего при вращении, например, алмазного долота.

## 2. Особенности гидростатики вязкопластичных жидкостей (ВПЖ)

### 2.1. Общие замечания

Системы, обладающие тиксотропными свойствами, создающими тиксотропную структуру, как ранее отмечалось, обладают свойствами твердого тела, обладают некоторой, пусть небольшой, начальной прочностью, оцениваемой величиной статического напряжения сдвига  $\theta$ . Значение  $\theta$  зависит от времени, в течение которого вязкопластичная жидкость находилась в покое. Для разных буровых растворов, которые часто, особенно глинистые растворы, обработанные "старыми" реагентами-стабилизаторами, такими как УЦР, ТЦР, КССБ, КМЦ и др., относятся, как указывалось выше, к реологически нестационарным системам. Для них соотношение  $\tau_0$  и  $\theta$  может быть самым различным. При небольших тиксотропных свойствах  $\theta < \tau_0$ , а при сильно выраженной склонности наращивать во времени прочность может быть и так, что  $\theta > \tau_0$  (этот случай показан на рис. В.2).

Предположим, что скважина (рис. 2.1) заполнена вязкопластичной жидкостью, подчиняющейся модели Шведова-Бингама с реологическими показателями  $\tau_0$ ,  $\eta$  и статическим напряжением сдвига (начальной прочностью)  $\theta$ . Давление, создаваемое такой жидкостью на стенки скважины, в том числе и на продуктивные пласты, можно определять по формулам, полученным ранее для вязкой, ньютоновской, жидкости:

$$p = \rho g L.$$

Предположим теперь, что скважина вскрыла пласт, давление которого  $p_{пл} > p$ , т.е.  $p_{пл} > \rho g L$ .

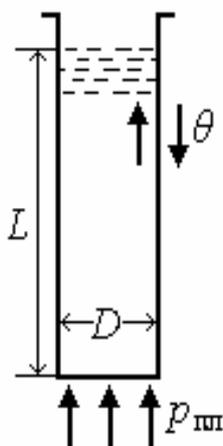


Рис. 2.1. Статическое равновесие вязкопластичной жидкости

Если бы в скважине была не вязкопластичная, а вязкая жидкость, то сразу бы началось движение жидкости из скважины, т.е. нефте-, водо- или газопроявление. Совсем другое дело, когда в скважине вязкопластичная жидкость. Чтобы сдвинуть ее, необходимо приложить к ней давление, превышающее  $p$  на величину, достаточную для преодоления сил сопротивления, вызванных "к жизни" наличием статического напряжения сдвига  $\theta$ .

Опишем предельное состояние равновесия между внешней силой, выталкивающей жидкость из скважины, диаметром  $D$ , длиной  $L$  (рис. 2.1) и силами сопротивления, препятствующими такому выталкиванию:

$$p \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} \rho g L + \pi D L \theta,$$

отсюда

$$p = \rho g L + \frac{\pi L \theta}{D}. \quad (2.1)$$

Следовательно, только в том случае, если  $p_{пл}$  превысит на величину  $(\pi L \theta / D)$  гидростатическое давление столба бурового раствора, скважина начнет "проявлять".

## 2.2. Расчет "пусковых" давлений на насосах

Расчет сводится к решению задачи: какое давление нужно создать в спущенных в скважину трубах, чтобы вывести вязкопластичную жидкость, которой заполнены трубы и скважина, из состояния покоя.

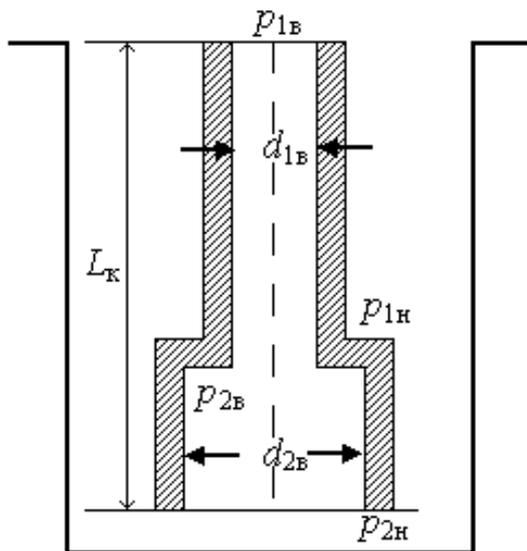


Рис. 2.2. Состояние статического равновесия вязкопластичной жидкости, когда в скважину спущена двухсекционная колонна труб

Показанная на рис. 2.2 система труб представляет собой систему сообщающихся сосудов, один из которых образован стенками скважины и наружными стенками труб, а другой – самой трубой. Примем, что колонна труб состоит из секций труб двух размеров  $d_1$  и  $d_2$ . Длина секции соответственно  $l_1$  и  $l_2$ . Диаметр скважины –  $D$ . Длина колонны –  $L_K$ . Внутренний диаметр труб  $d_{1в}$  и  $d_{2в}$ .

Усложним задачу. Договоримся, что колонна труб заполнена жидкостью с  $\rho_в, \theta_в$ , а заколонное – с параметрами  $\rho_{кп}, \theta_{кп}$ , причем  $\rho_{кп} > \rho_в$ . Такая ситуация создается, например, в конце цементирования обсадной колонны, когда в кольцевом пространстве за трубами находится еще не начавший застывать цементный раствор, а в колонне – продавочная жидкость.

Условие предельного равновесия вязкопластичной жидкости в этом случае запишется следующим образом.

$$p_o - (p_{1в} + p_{2в} + p_{1н} + p_{2н}) - (\rho_{кп} - \rho_в) g L = 0,$$

где  $p_o$  – "пусковое" давление;

$p_{1в}$  и  $p_{2в}$  – давления, необходимые для преодоления сил, вызванных напряжениями  $\theta$  в трубах;

$p_{1н}$  и  $p_{2н}$  – то же для заколонного пространства.

Последний член уравнения – это давление, необходимое для уравновешивания давления, вызванного разницей плотностью жидкости в трубах и в заколонном (затрубном) пространстве.

Определим давления  $p_{1\varepsilon}$ ,  $p_{2\varepsilon}$ ,  $p_{1н}$  и  $p_{2н}$ :

$$p_{1\varepsilon} = \frac{4\pi d_{1\varepsilon} \theta_{\varepsilon} l_1}{\pi d_{1\varepsilon}^2} = \frac{4\theta_{\varepsilon} l_1}{d_{1\varepsilon}};$$

$$p_{1н} = \frac{4(\pi D + \pi d_1)\theta_{кн} l_1}{\pi(D^2 - d_1^2)} = \frac{4\theta_{кн} l_1}{D - d_1}.$$

Аналогично для второй секции:

$$p_{2\varepsilon} = \frac{4\theta_{\varepsilon} l_2}{d_{2\varepsilon}}; \quad p_{2н} = \frac{4\theta_{кн} l_2}{D - d_2}.$$

Подставив эти выражения в уравнение, найдем  $p_o$ :

$$p_o = 4\theta_{\varepsilon} \left( \frac{l_1}{d_{1\varepsilon}} + \frac{l_2}{d_{2\varepsilon}} \right) + 4\theta_{кн} \left( \frac{l_1}{D - d_1} + \frac{l_2}{D - d_2} \right) + (\rho_{кн} - \rho_{\varepsilon}) g L_k. \quad (2.2)$$

При  $i$ -том числе секций:

$$p_o = 4\theta_{\varepsilon} \sum \frac{l_i}{d_{i\varepsilon}} + 4\theta_{кн} \sum \frac{l_i}{D - d_i} + (\rho_{кн} - \rho_{\varepsilon}) g L_k. \quad (2.3)$$

В частном случае – в процессе бурения – когда  $\rho_{\varepsilon} = \rho_{кн} = \rho$ ,  $\theta_{\varepsilon} = \theta_{кн} = \theta$ , получим формулу:

$$p_o = 4\theta \left( \sum \frac{l_i}{d_{i\varepsilon}} + \sum \frac{l_i}{D - d_i} \right). \quad (2.4)$$

Пример:  $l_1=2800\text{м}$ ;  $l_2=200\text{м}$ ;  $d_1=0,127\text{м}$ ;  $d_2=0,178\text{м}$ ;  $D=0,216\text{м}$ ;  $\theta=4\text{ Па}$ ;  $d_{1\varepsilon}=0,107\text{м}$ ;  $d_{2\varepsilon}=0,08\text{м}$ .

$$p_o = 4 \cdot 4 \left( \frac{2800}{0,107} + \frac{200}{0,08} + \frac{2800}{0,216 - 0,127} + \frac{200}{0,216 - 0,178} \right) = 1046273 \text{ Па} = 1,05 \text{ МПа}.$$

Из этого следует, что буровой раствор (при промывке скважины, а не при цементировании) будет находиться в состоянии покоя до тех пор, пока давление на насосах не превысит 1,05 МПа.

Для практики бурения представляет большой интерес и другая задача, обратная рассмотренной: определение "остаточного" давления на насосах  $p_{ост}$  после того, как насосы **плавно** остановлены без открывания пусковой задвижки. Дело в том, что при этом давление на насосах никогда не опускается до нуля сразу. Если считать, что жидкость подчиняется модели Бингама, то будет спра-

ведливо признать, что в данном случае  $p_{ocm}$  является величиной, эквивалентной не  $\theta$ , а  $\tau_o$ .

$$p_{ocm} = 4\tau_o \left( \sum \frac{l_i}{d_{is}} + \sum \frac{l_i}{D - d_i} \right), \quad (2.5)$$

отсюда

$$\tau_o = \frac{p_{ocm}}{4 \left( \sum \frac{l_i}{d_{is}} + \sum \frac{l_i}{D - d_i} \right)}. \quad (2.6)$$

Формулой (2.6) можно воспользоваться для ориентировочного определения  $\tau_o$ , когда нет приборов для измерения реологических параметров, а формулой

$$\theta = \frac{p_o}{4 \left( \sum \frac{l_i}{d_{is}} + \sum \frac{l_i}{D - d_i} \right)}, \quad (2.7)$$

полученной из формулы (2.4), – для оценки СНС. Сравнение  $\theta$  и  $\tau_o$  даст оценку степени реологической нестационарности применяемой промывочной жидкости.

### 2.3. Определение высоты перепада уровней вязкопластичной жидкости в трубах и заколонном пространстве при спуске и подъеме колонны труб

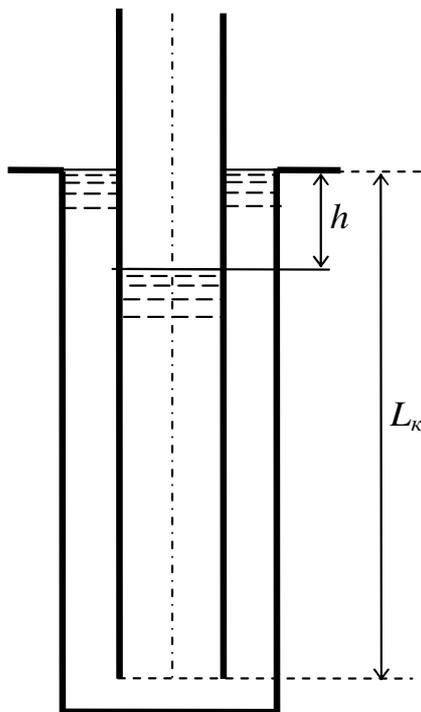


Рис. 2.3. Эффект снижения уровня жидкости в трубах при спуске

Скважина и спущенная в нее колонна нефтепромысловых труб (бурильные, обсадные и насосно-компрессорные) образуют систему сообщающихся сосудов, где одним из сосудов является колонна, а другим – заколонное пространство. Если бы скважина была заполнена ньютоновской жидкостью, например, водой, то при равенстве плотностей жидкостей в обоих "сосудах" уровни жидкости в них совпадали бы. Несколько иначе обстоит дело, когда скважина заполнена вязкопластичной жидкостью (ВПЖ), например глинистым раствором.

При медленном спуске (рис. 2.3) колонны в скважину (медленном для того, чтобы избежать инерционных сил и влияния гидродинамических факторов) уровень жидкости в трубах будет опускаться вместе с колонной и после остановки колонны может оказаться ниже устья скважины на величину  $h$ .

Найдем наибольшее значение  $h$ , при котором ВПЖ в скважине еще может находиться в состоянии покоя, не перетекая из заколонного пространства в трубы (после спуска) или наоборот (после подъема). Обозначим диаметр скважины через  $D$ , внутренний диаметр труб –  $d_v$ , наружный диаметр –  $d_n$ , длину колонны труб в скважине –  $L_k$ .

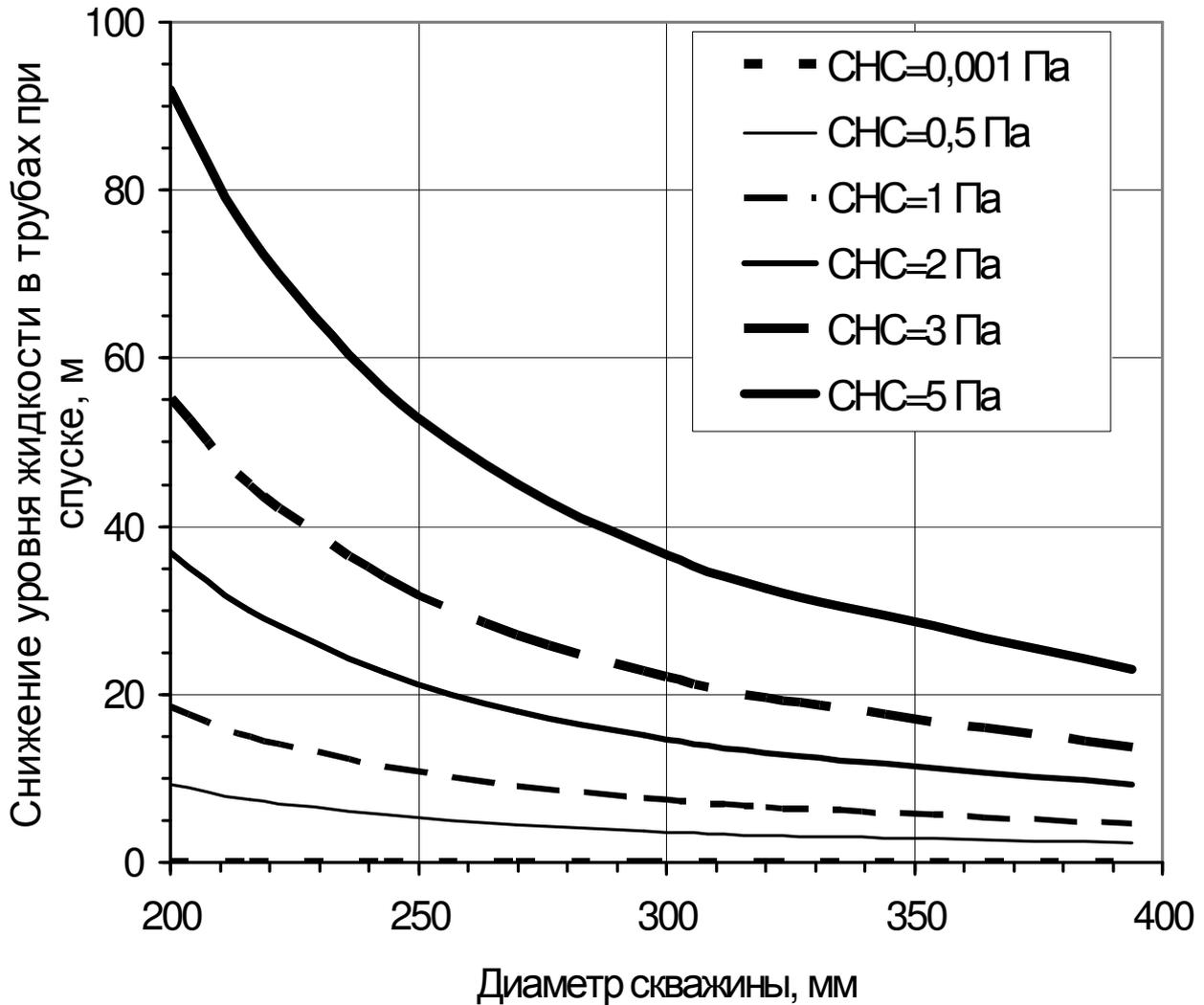


Рис. 2.4. Влияние диаметра скважины и СНС бурового раствора на снижение уровня жидкости в буровой колонне диаметром 127 мм длиной 3000 м после ее спуска

Условие предельного равновесного состояния выразится уравнением:

$$\pi d_v (L_k - h)\theta + \pi d_n L_k \theta + \pi D L_k \theta = \rho g h \frac{\pi (D^2 - d_n^2)}{4}.$$

Выразим  $h$  через другие величины:

$$h = \frac{L_{\kappa} (d_{\varepsilon} + d_n + D)}{\rho g \frac{(D^2 - d_n^2)}{4\theta} + d_{\varepsilon}}. \quad (2.8)$$

Пример:  $L_{\kappa}=3000$  м;  $d_{\varepsilon}=0,107$  м;  $d=0,127$  м;  $D=0,216$  м;  $\rho=1200$  кг/м<sup>3</sup>;  $\theta=5$  Па.

Подставив исходные данные в формулу (2. 8), получим  $h= 75$  м.

Итак, если скважина заполнена до устья, то в трубах жидкость может опускаться (после спуска труб) от устья на десятки метров. С уменьшением  $L_{\kappa}$  величина  $h$  снижается пропорционально изменению  $L_{\kappa}$ . Из формулы (2.8) видно, что на величину  $h$  основное влияние оказывают  $L_{\kappa}$  и  $\theta$ . Положительно влияет и увеличение  $d_{\varepsilon}$  и  $D$ .

Формула (2.8) применима и для определения разности уровней  $h$  в трубах и заколонном пространстве после завершения подъема колонны (в этом случае в трубах жидкость поднимается над устьем скважины). Внешне это обнаруживается появлением излива жидкости из труб после отворота "свечи". Это мало-приятное явление имеет мало общего с переливом жидкости из труб в **процессе спуска** очередной "свечи", что иногда наблюдается и что будет детально исследовано в III части данной книги. Здесь же речь идет только о том, как внутренние силы сопротивления, характеризующиеся величиной  $\theta$ , допускают состояние статического равновесия при  $h>0$  в сообщающихся сосудах, какими являются трубное и заколонное пространства в скважине.

На рис. 2.4 показано количественно, на конкретном примере, как влияют на  $h$  диаметр скважины и статическое напряжение сдвига. Видно, что их влияние весьма существенно.

#### 2.4. Давление на стенки наклонно направленной скважины

Наклонно направленная скважина, которая заполнена жидкостью, находящейся в покое в поле земного тяготения, показана на рис. 2.5.

Когда массовые внешние силы представлены только силами тяжести, к жидкости, независимо от ее вида (вязкая или ВПЖ), можно применить основное уравнение гидростатики, в котором, как хорошо известно, нет координат  $x$  и  $y$ . Для точек (уровней)  $z_0$  и  $z$  (в точке М) это уравнение запишется в виде:

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} = z + \frac{p}{\rho g}$$

или

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z) = p_0 + \rho g h_{\varepsilon},$$

где  $h_{\varepsilon}$  – погружение точки (уровня) М по вертикали.

Вывод: давление столба жидкости на стенки наклонно направленной скважины зависит только от плотности жидкости и глубины скважины по вертикали. Пространственное положение ствола, следовательно, значения не имеет.

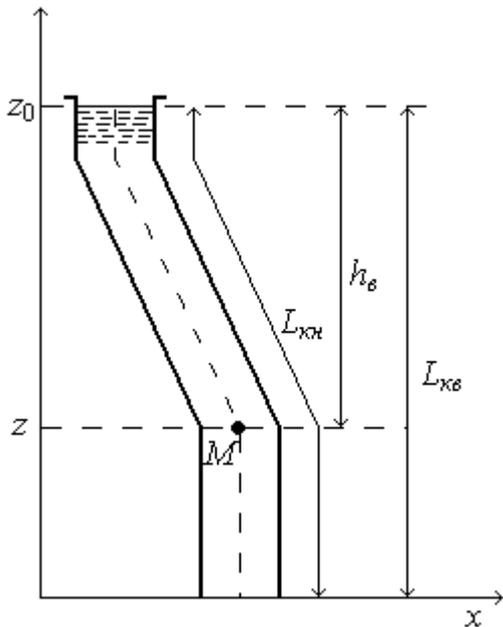


Рис. 2.5. К расчету гидростатического давления в наклонной скважине

Совершенно иное дело, когда решается задача о "пусковых" давлениях на насосах и задача о "сифонах" или опорожнении труб при спуске.

Совершенно очевидно, что величины  $\theta$  и  $\tau_0$  не зависят от координат, следовательно, силы сопротивления в жидкости также не зависят от того, вертикальная скважина или наклонная. Нетрудно доказать, что величины  $p_0$  и  $p_{ост}$  для наклонно направленной скважины определяются по формулам, аналогичным формулам (2.3) - (2.5), если под  $l_i$  и  $L_k$  понимать действительные длины секций и колонны в наклонно направленной скважине. Точно так же при расчете высоты подъема жидкости или опорожнения труб при спуске следует воспользоваться формулой (2.8), под-

ставляя вместо  $L_k$  фактическую длину колонны  $L_{кн}$  (рис. 2.5).

Вывод: при расчетах пусковых давлений или остаточных давлений на насосах, определении глубины снижения уровня вязко-пластичной жидкости при спуске колонны или высоты подъема жидкости в трубах (подъем с "сифоном") расчеты следует вести, пользуясь фактическими длинами труб по стволу скважины.

## 2.5. Дегазация бурового раствора

Известно, что для очистки скважины от газа, поступившего в раствор из пласта, используются вакуумные дегазаторы, роль которых сводится к тому, чтобы путем уменьшения давления создать условия для интенсивного всплытия газовых пузырьков из находящейся в покое буровой промывочной жидкости.

Уменьшение давления в дегазаторе сопровождается расширением газовых пузырьков с последующим их всплытием.

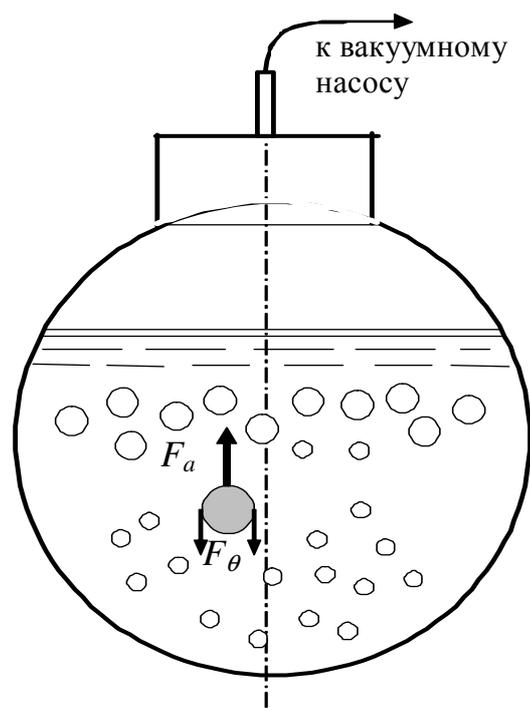


Рис. 2.6. Равновесие газового пузырька в ВПЖ

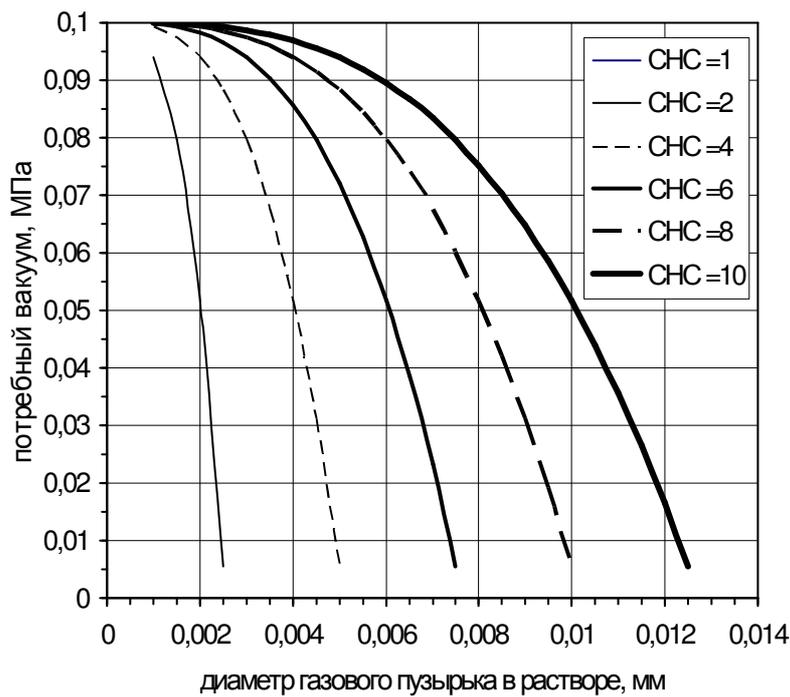


Рис. 2.7. Зависимость потребного вакуума от диаметра газового пузырька

Предположим, что в дегазатор поступил газовый пузырек с диаметром  $d_{o,z}$ , стремящийся всплыть под действием архимедовой силы  $F_a$  (рис. 2.6), которой противодействуют силы "поверхностные", связанные с наличием структурной прочности жидкости, оцениваемой статическим напряжением сдвига  $\theta$ . В первом приближении пузырек газа можно уподобить шарообразной твердой частице с плотностью, равной нулю. Силы сопротивления среды всплытию  $F_\theta$

будут располагаться на поверхности шара и будут ей пропорциональны. Состояние предельного статического равновесия газа в вязкопластичной жидкости описывается уравнением:

$$\frac{\pi d_{o,z}^3}{6} \rho g = \pi d_{o,z}^2 \theta K_\phi, \quad (2.9)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,

$K_\phi$  – коэффициент формы, величину которого для шарообразных тел можно принять равной 2,5.

Следовательно, пузырек газа начнет всплывать при наступлении неравенства:

$$d_{o,z} > \frac{6\theta K_\phi}{\rho g}. \quad (2.10)$$

С практической точки зрения интересно ответить на два вопроса:

- какого начального диаметра  $d_a$  газовые пузырьки могут всплывать в дегазаторе, в котором поддерживается заданный вакуум  $p_{вк}$  и находится жидкость с известными  $\rho$  и  $\theta$ ;
- какова должна быть величина вакуума, если известны  $\rho$  и  $\theta$  и размер пузырьков  $d_{o,z}$ .

Ответ на первый вопрос. Предположим, что при атмосферном давлении  $p_a$  из скважины выходит буровой раствор, в котором содержится газ с размерами

пузырьков  $d_a$ , которые не могут "самостоятельно" всплывать в атмосферных условиях из-за несоблюдения условия (2.10). Попав в дегазатор, где абсолютное давление  $(p_a - p_{вк})$ , газ расширится и, если достигнет размера по формуле (2.10), отделится от жидкости, то есть начнется процесс дегазации.

Расширение газа будет происходить в изотермических условиях, следовательно, по уравнению:

$$p_a d_a^3 = d_z^3 (p_a - p_{вк}).$$

Тогда диаметр пузырьков в дегазаторе можно определить по формуле:

$$d_z = d_a \sqrt[3]{\frac{p_a}{p_a - p_{вк}}}. \quad (2.11)$$

Всплытие газа в дегазаторе начнется тогда, если левая часть будет больше диаметра, найденного по формуле (2.10). Следовательно, если  $d_z$  приравнять к правой части выражения (2.10), то получится формула для определения начального диаметра пузырьков, которые можно удалить из раствора в дегазаторе:

$$d_a > \frac{6\theta K_\phi}{\rho g} \sqrt[3]{\frac{p_a - p_{вк}}{p_a}}. \quad (2.12)$$

Если в выходящем из скважины буровом растворе газовые пузырьки будут по диаметру больше, чем рассчитанные по формуле (2.12), то можно быть уверенным, что при вакууме  $p_{вк}$  раствор будет освобожден от газа.

Ответ на второй вопрос. Интересно проанализировать, как зависит потребный для удаления из раствора газовых пузырьков вакуум от их размера. Для этого достаточно в формуле (2.12) выразить  $p_{вк}$  через другие величины:

$$p_{вк} = p_a \left[ 1 - 4,37 \left( \frac{d_a \rho}{\theta K_\phi} \right)^3 \right]. \quad (2.13)$$

На рис. 2.7 приведены графики зависимостей  $p_{вк}=f(d_a)$  при различных значениях  $\theta$ .

## Часть II. Гидродинамика буровых промывочных жидкостей

### 3. Общие сведения о потоках в циркуляционной системе скважины

#### 3.1. Основные виды движения. Параметры движения несжимаемой жидкости

Под действием внешних сил (сила тяжести, давление насоса и т.п.) жидкость может выйти из состояния покоя и придти в движение.

Различают два основных вида движения: установившееся и неустановившееся.

Неустановившимся движением жидкости называется такое, при котором скорость течения и гидродинамическое давление в каждой данной точке изменяются, иначе говоря, они зависят не только от координат, но и от времени. Примером такого движения является движение жидкости по трубе, присоединенной к емкости, из которой выливается предварительно налитая в неё жидкость. По мере опорожнения емкости скорость жидкости в любой точке трубы будет постоянно уменьшаться.

Другим примером является так называемое "отрывное" течение жидкостей в скважине при закачке цементного раствора в обсадные трубы. Вследствие того, что плотность цементного раствора больше плотности бурового, в процессе закачки наступает момент, когда избыточное гидростатическое давление оказывается больше суммарных гидравлических потерь в системе, и цементный раствор в трубах начинает с некоторым ускорением "убегать" от закачиваемого с постоянной подачей раствора на устье скважины.

Установившимся движением называется такое движение, при котором в данной точке пространства скорость, давление, плотность с течением времени остаются неизменными. Если в первом примере уровень жидкости в емкости поддерживать на одной и той же отметке, то в трубе движение жидкости будет установившимся.

Различают **ламинарное** (по отношению к вязкопластичным жидкостям часто вместо "ламинарное" говорят "структурное") и **турбулентное** движение. При ламинарном движении имеет место слоистое, упорядоченное, параллельно-поступательное движение, когда один слой перемещается относительно другого, не перемешиваясь с ним. Такое движение наблюдается при малых скоростях движения, и в случае течения так называемых вязких жидкостей, типичной представительницей которых является вода, хорошо описываемого моделью Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}. \quad (3.1)$$

Если теперь постепенно увеличивать скорость движения жидкости воды, то наступает такой момент, когда характер движения резко, почти скачкообразно, изменится. Слоистое упорядоченное движение перейдет в турбулентное, отли-

чающееся неупорядоченным, интенсивно перемешивающимся, хаотичным движением. Впрочем, все это известно из курсов физики и гидравлики. Отметим только, что между ламинарным и турбулентным возможна неустойчивая форма движения, когда одновременно могут существовать две формы, но эта область скоростей весьма ограничена.

**Распределение скоростей по сечению потока.** Речь идет о закономерности распределения скорости вдоль радиуса трубы, в сечении, проведенном перпендикулярно потоку.

В осесимметричных каналах распределение скоростей можно изобразить эпюрой скоростей. В центре потока скорость  $u_0$  максимальна, а на границе со стенками (вследствие гидрофильности жидкости) скорость равна нулю. Эпюра скоростей при ламинарном течении вязкой жидкости (рис. 3.1) существенно отличается от таковой при турбулентном движении (рис. 3.2).

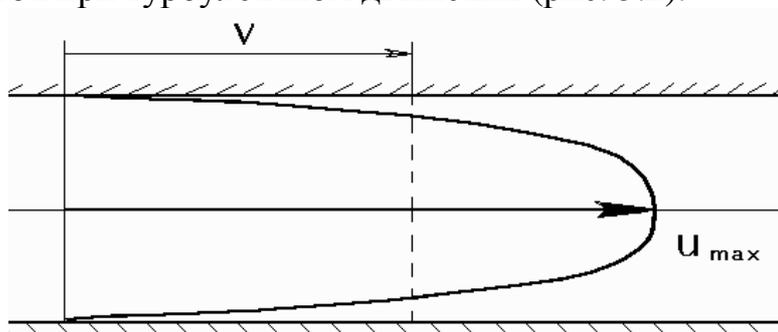


Рис. 3.1. Эпюра скоростей при ламинарном движении вязкой жидкости

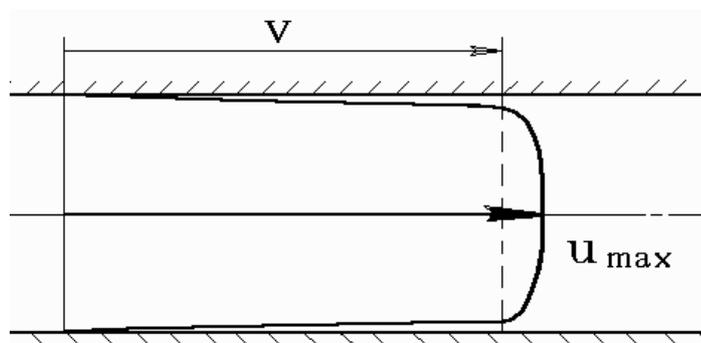


Рис. 3.2. Эпюра скоростей при турбулентном движении вязкой жидкости

**Средняя скорость потока  $v$ .** В расчетной практике удобнее иметь дело не со скоростями, переменными по сечению (эпюрой скоростей), а со средней по сечению скоростью. Нетрудно догадаться, что средняя скорость  $v$  равна длине образующей цилиндра, объем которого равен объему тела вращения, образованного эпюрой скоростей.

Чтобы измерить среднюю скорость потока, необходимо объем жидкости, прошедшей через данное сечение в единицу времени,  $Q$  разделить на площадь поперечного сечения потока (основания пространственной эпюры скоростей)  $f$ :

$$v = Q/f. \quad (3.2)$$

**Уравнение неразрывности.** Если жидкость движется по трубопроводу сплошным потоком, без образования разрывов и пустот, то для такого потока всегда справедливо условие

$$Q = const. \quad (3.3)$$

Это, в частности, означает, что  $v$  обратно пропорциональна сечению, или

$$v_i f_i = const. \quad (3.4)$$

**Напорное и безнапорное течение.** Если жидкость, двигаясь по трубе, заполняет все сечение, то такое течение называют напорным.

При безнапорном (русловом) течении сечение потока меньше сечения трубы. В бурении такое течение наблюдается в желобах.

Смоченный периметр  $\chi$ . Это та часть периметра живого сечения, по которой происходит соприкосновение жидкости с ограничивающими её стенками.

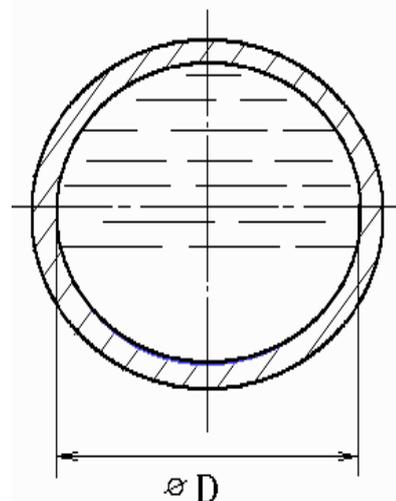


Рис. 3.3. Напорный поток в круглой трубе

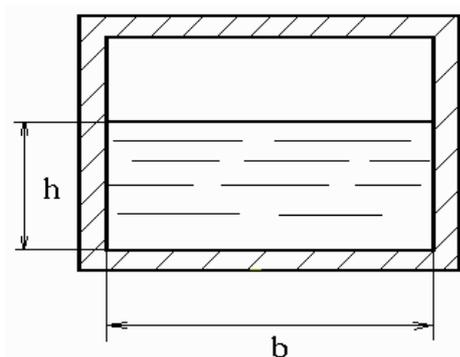


Рис. 3.4. Безнапорный поток в трубе прямоугольного сечения

Для случая, показанного на рис. 3.3:

$$\chi = \pi D.$$

Для варианта, изображенного на рис. 3.4:

$$\chi = 2h + b.$$

Для кольцевого канала (рис. 3.5):

$$\chi = \pi(D+d).$$

**Гидравлический радиус.** Отношение живого сечения потока к смоченному периметру  $\chi$  называется гидравлическим радиусом  $R_r$ :

$$R_r = \frac{f}{\chi}. \quad (3.5)$$

Для случая на рис. 3.3:

$$R_r = \frac{\pi D^2}{4\pi D} = \frac{D}{4} = \frac{R}{2}. \quad (3.6)$$

Для кольцевого канала (рис. 3.5):

$$R_r = \frac{(D - d_n)}{4}. \quad (3.7)$$

Понятие о гидравлическом радиусе широко используется в гидравлике буровых растворов.

Из сравнения формул (3.6) и (3.7) следует, что условием совпадения гидравлических радиусов труб и кольцевого пространства является равенство:

$$d_g = D - d_n.$$

Рассмотрим теперь циркуляционную систему скважины. В сущности, это трубопровод, но только составленный из каналов различной геометрической формы. Вначале жидкость движется вниз по трубам, а поднимается вверх по каналу, образованному двумя трубами – по кольцевому (заколонному) пространству. Жидкость возвращается туда, откуда начала своё движение (см. рис. 3.6).

Составим уравнение Бернулли для потока, ограниченного начальным сечением 1-1, проведенным на уровне начального сечения манифольда и конечным сечением 2-2 заколонного пространства на устье скважины:

$$z_1 \rho g + p_1 + \frac{v_1^2 \rho}{2} = z_2 \rho g + p_2 + \frac{v_2^2 \rho}{2} + p_{1-2}, \quad (3.8)$$

где  $p_{1-2}$  – потери давления, затрачиваемые на поддержание движения на участке между сечениями 1-1 и 2-2.

По условию  $z_1 = z_2$ , а  $p_2 = 0$ , поскольку выходящий из скважины поток изливается в желоб, где давление равно атмосферному.

Давление  $p_1$  – это деление на насосах при промывке  $p_n$ . Следовательно,  $p_1 = p_n$ .

Гидродинамическими составляющими  $v_1^2/\rho$  и  $v_2^2/\rho$  можно пренебречь ввиду их малости по сравнению с  $p_n$ .

В результате уравнение Бернулли превратится в равенство

$$p_n = p_{1-2}. \quad (3.9)$$

Это означает, что давление на буровых насосах при промывке скважины **численно равно** потерям давления в циркуляционной системе от насоса до устья скважины.

Получается, что для определения ожидаемого давления на насосах достаточно вычислить и просуммировать все потери давления в скважине. Сказанное справедливо только в том случае, когда плотность бурового раствора на всех участках циркуляционной системы одна и та же.

### 3.2. Гидравлические сопротивления при движении буровых промывочных жидкостей в скважине

Напомним, что в задаче о движении жидкостей по трубопроводу различают два вида сопротивлений: линейные и местные. Первые при всех прочих равных условиях пропорциональны длине трубопровода, а вторые отличаются тем, что приурочены к определенному месту и зависят от геометрических особенностей

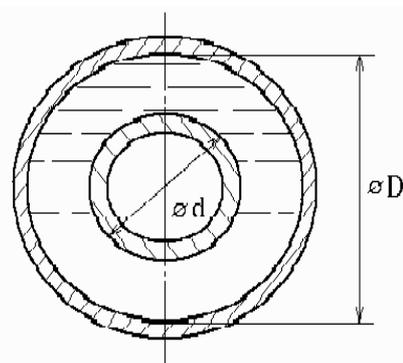


Рис. 3.5. Напорный поток в кольцевом пространстве

канала в этом месте. Сказанное является справедливым и для циркуляционной системы скважины (рис. 3.6).

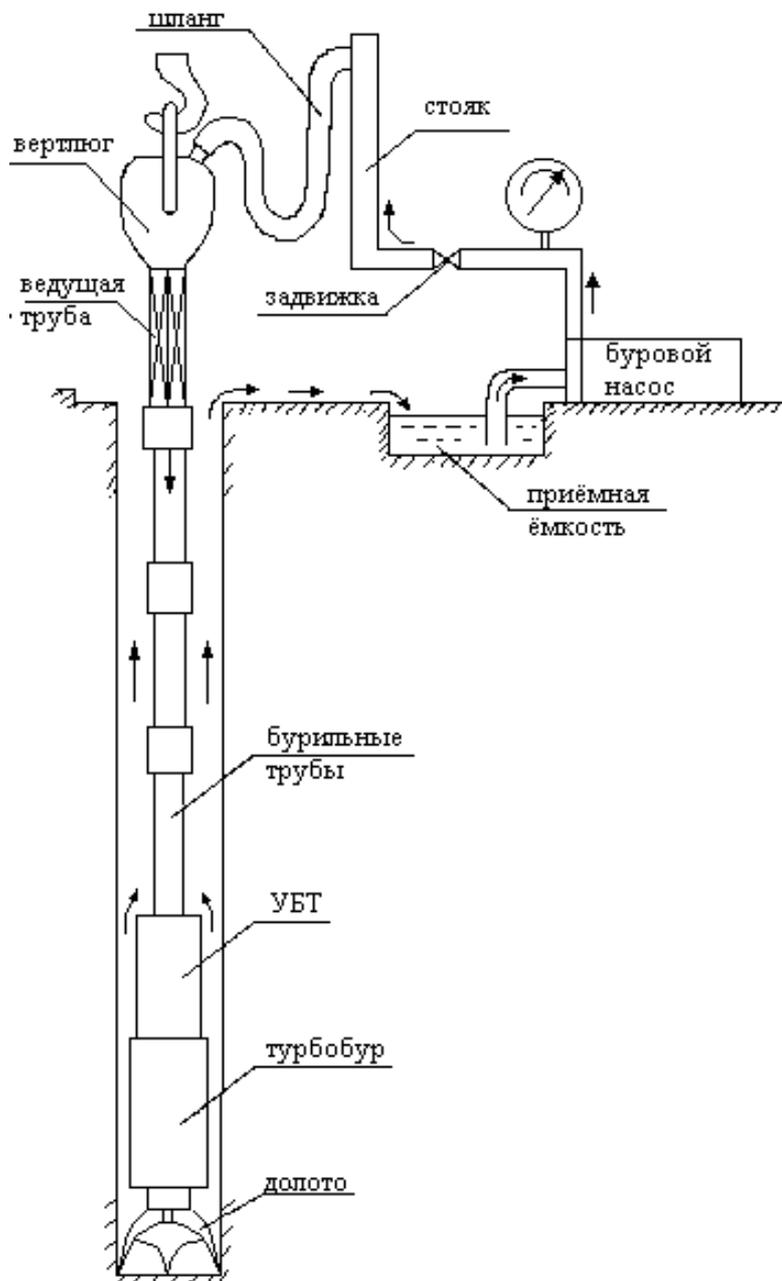


Рис. 3.6. Циркуляционная система скважины

В колонне труб, спущенных в скважину, можно выделить участки с постоянным живым сечением, например, участки равнопроходного сечения между соединениями труб. Гидравлические сопротивления на таких участках, естественно, являются типично линейными. Сопротивления в заколонном пространстве на участках между соединениями также являются по своей природе линейными, пропорциональными длине труб. Что касается мест соединений, то они являются источниками местных сопротивлений.

Итак, для скважины:

$$p_n = \sum p_l + \sum p_m,$$

где  $p_l$  – линейные сопротивления,

$p_m$  – местные сопротивления.

Приведенная формула справедлива для случая, когда все сопротивления располагаются **последовательно**, друг за другом.

Рассмотрим типичный вариант колонны для турбинного бурения (рис. 3.6).

Двигаясь вместе с жидкостью, мы встречаем следующие гидравлические сопротивления:

1) в наземной обвязке буровых насосов (манифольде) на участке от насоса до бурового шланга, которые состоят из местных сопротивлений при прохождении задвижек и линейных сопротивлений по трубам обвязки, а также местных сопротивлений на соединениях труб с буровым шлангом, на изгибах (коленах) труб манифольда;

2) в буровом шланге, где преобладают линейные сопротивления;

3) в вертлюге, где имеют место преимущественно местные сопротивления (повороты, сужения потока, участки с резким его расширением);

4) в ведущей трубе (рабочей трубе) – и линейные, и местные (в замках);

5) в бурильных и утяжеленных бурильных трубах – линейные (между соединениями труб) и местные – в соединениях;

6) в турбобуре, где перепад давления складывается из перепада давления на лопатках турбины и местных потерь деления в соединениях между секциями турбобура;

7) в промывочных отверстиях долот – это типичные местные сопротивления;

8) в кольцевом пространстве, где сопротивления представлены набором линейных сопротивлений и местных, связанных с наличием резких сужений и резких расширений потока при прохождении замковых (муфтовых) соединений и каверн в скважине; на каждом замковом соединении (рис. 3.7) мы наблюдаем три разновидности: линейное сопротивление  $p_{мл}$ , местное на входе в узкую часть кольцевого пространства  $p_{мс}$  и местное сопротивление на выходе из узкой части  $p_{мр}$  (потери при резком расширении); влиянием каверн на потери давления обычно пренебрегают.

Подчеркнем ещё раз, что давление на насосах (насосе) определяется как сумма всех давлений  $p_i$ , затраченных на преодоление всех упомянутых нами сопротивлений.

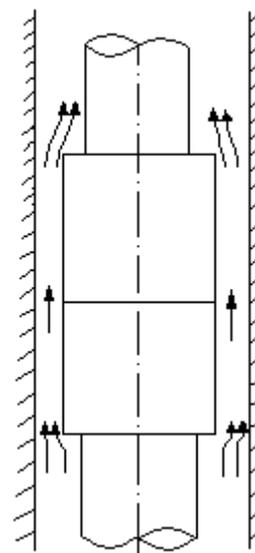


Рис. 3.7. Источники потерь давления при обтекании замковых соединений

#### 4. Уравнение расхода для структурного режима движения вязкопластичной жидкости в круглой трубе

##### 4.1. Уравнения скорости потока жидкости в круглой трубе

##### 4.1.1. Основное уравнение равномерного движения

Равномерное движение – основная разновидность движения буровой промысловочной жидкости в круглых трубах (бурильных, обсадных или насосно-компрессорных). Дело в том, что подача насосов, как правило, постоянна, а сечение труб по их длине тоже не может меняться (за исключением соединений труб).

Рассмотрим состояние динамического равновесия цилиндрического объёма жидкости,двигающегося равномерно по трубе под действием перепада давления  $p = p_1 - p_2$  (рис. 4.1). Сила внешняя, поддерживающая движение жидкого цилиндра длиной  $l$  и радиусом  $y$ , равна  $\pi y^2 p$ . Сила сопротивления сосредоточена на внешней поверхности цилиндра и является результатом возникновения касательных напряжений из-за разницы скоростей движения различных слоев на радиусе  $y$ . Величина этой силы равна произведению поверхности цилиндра на его длину:  $2\pi y l \tau$ .

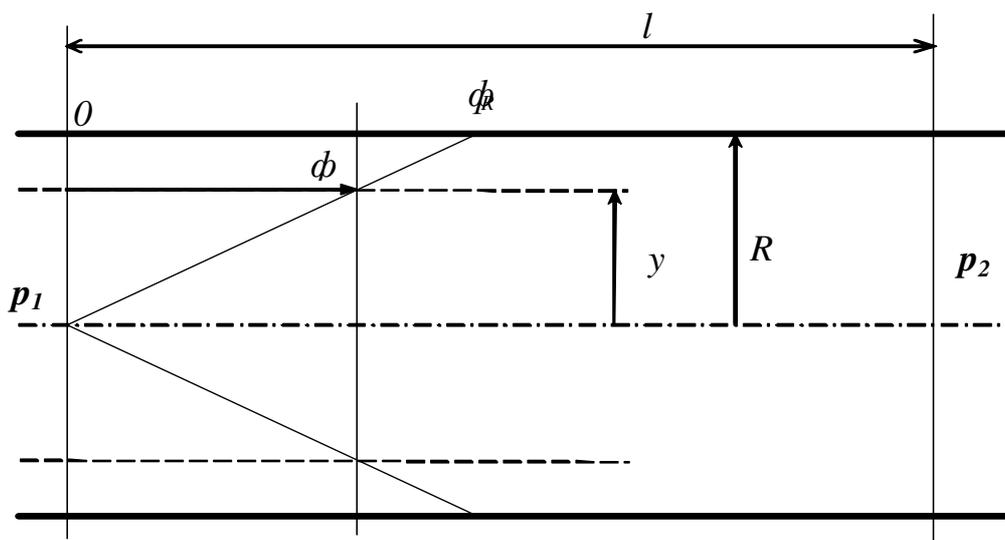


Рис. 4.1. Эпюра напряжений в круглой трубе

При равномерном движении обе силы равны:

$$\pi y^2 p = 2\pi y l \tau,$$

$$y p = 2 l \tau,$$

$$p = 2\pi y l \tau. \tag{4.1}$$

При  $y = R$  (на стенке трубы)  $\tau = \tau_R$ . Тогда

$$p = \frac{2l\tau_R}{R}. \quad (4.2)$$

Из уравнения (2.1.) следует, что

$$\tau = \frac{py}{2l}. \quad (4.3)$$

При  $y = 0$   $\tau = 0$ , а при  $y = R$   $\tau = \tau_R$ . Из формулы (4.3.) следует, что зависимость касательных напряжений от расстояния  $y$  имеет линейный характер, причем, на самой оси напряжение равно нулю. Эпюра напряжений для круглых труб показана на рис. 4.1. Из неё видно, что справедливо соотношение

$$\frac{\tau}{\tau_R} = \frac{y}{R}.$$

Следовательно,

$$\tau = \frac{\tau_R y}{R} \quad (4.4)$$

или

$$y = \frac{R\tau}{\tau_R}. \quad (4.5)$$

Если бы существовали методы определения  $\tau_R$  (касательных напряжений на стенке трубы), то по формуле (4.2) можно было бы вычислить линейные потери давления при ламинарном движении любой жидкости в круглых трубах. К сожалению, такое невозможно, что вынуждает нас продолжить поиск расчетной формулы.

#### 4.1.2. Движение вязкопластичной жидкости. Структурное ядро потока

Вязкопластичная жидкость, как известно, обладает структурной прочностью, мерой которой является реологический параметр  $\tau_o$ . На рис. 4.2 показаны три эпюры, соответствующие трём перепадам давления. Эпюра 1 отображает начало движения, когда действующее давление  $p$  едва-едва превышает сопротивление движению со стороны жидкости:

$$p_o = \frac{2l\tau_o}{R}, \quad (4.6)$$

при этом напряжение на стенке  $\tau_R$  практически равно прочности жидкости  $\tau_o$ . Сдвиговый (градиентный) слой очень мал и располагается на стенке. Во всех иных точках сечения потока  $\tau < \tau_o$ , и потому вязкопластичная жидкость (ВПЖ) движется как твердое тело. Эпюра скоростей для этого случая показана на рис. 4.3 (вариант 1). С увеличением подачи насосов возрастут потери давления, но линейный характер зависимости  $\tau = f(y)$  сохранится (вариант 2 на рис. 4.2); эпюра скоростей займет положение 2 (рис. 4.3). Состояние равенства дейст-

вующего напряжения  $\tau$  и прочности  $\tau_0$  будет иметь место на радиусе  $y = r_0$  (рис. 4.2). Следовательно, между  $r_0$  и  $R$  будет градиентный сдвиговой слой, где скорость будет возрастать от нуля на стенке ( $y = R$ ) до максимального значения  $u_0$  на поверхности структурного ядра с радиусом  $r_0$ .

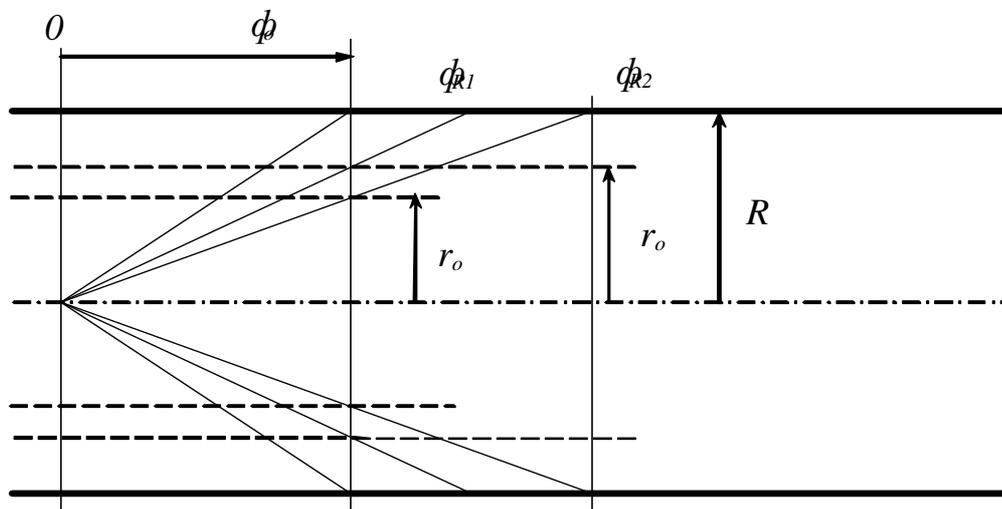


Рис. 4.2. Влияние расхода на размеры структурного ядра потока вязкопластичной жидкости в круглой трубе

Если еще раз увеличить подачу, то в соответствии с уравнением (4.3) эпюра касательных напряжений между слоями жидкости "автоматически" увеличится, на стенке будет напряжение  $\tau_R$  (положение 3 на рис. 4.2), а скорость структурного ядра возрастает до  $u_0$  (рис. 4.3), но слой, где  $\tau = \tau_0$ , неизбежно переместится при этом на радиус  $y = r_0$ . Иначе говоря, увеличение  $p$ , вызванное

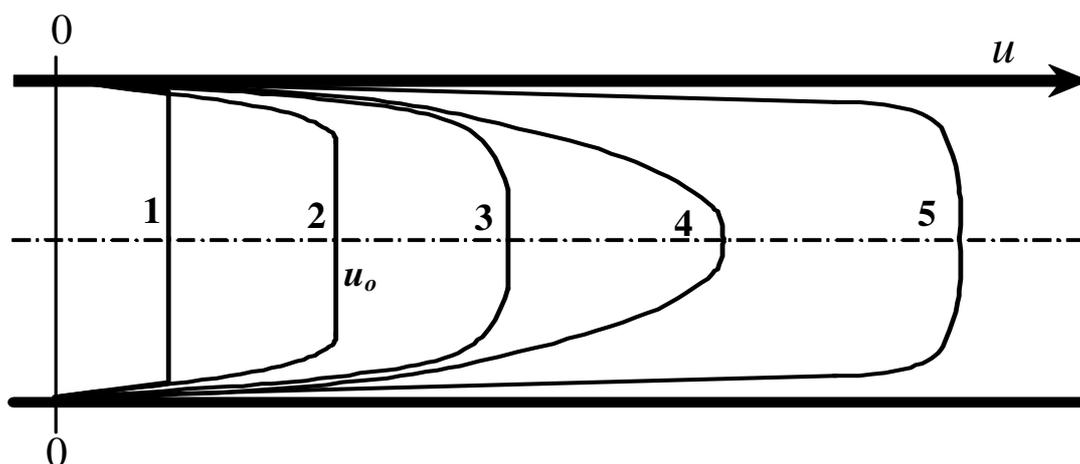


Рис. 4.3. Эпюра скоростей в сечении потока вязкопластичной жидкости при различных расходах и режимах движения

увеличением подачи, сопровождается немедленным уменьшением радиуса структурного ядра потока и увеличением размеров градиентного слоя. Для сравнения на рис. 4.3 показана эпюра скоростей при ламинарном движении

вязкой (ньютоновской) жидкости (вариант 4). Как известно, эпюра представлена всегда параболой с максимальной скоростью в центре потока. Это может быть только потому, что вязкие жидкости не имеют начальной прочности.

Сказанное относительно изменения  $r_0$  имеет большое значение в случае вытеснения одной ВПЖ в трубах другой жидкостью. Чем больше радиус структурного ядра, тем лучше проходит замещение вытесняемой жидкости вытесняющей. Чем ближе эпюра скоростей к варианту 1, тем меньше зона смещения жидкостей при вытеснении. Самым худшим вариантом является параболическая эпюра, к которой стремится и ВПЖ по мере приближения к турбулентному режиму, когда  $r_0$  стремится к нулю.

#### 4.1.3. Вывод уравнения, описывающего профиль (эпюру) скоростей в круглой трубе при ламинарном или структурном режиме движения

Отправных моментов два:

- доказанный ранее факт прямолинейности эпюры напряжений  $\tau$  в круглой трубе; это выражается формулами (4.1) и (4.3);
- существование строгой количественной зависимости между  $\tau$  и градиентом скорости  $du/dy$ , что конкретно выражается реологическими моделями.

Первый момент, как было показано, сводится, в частности, к соотношению (4.5):

$$y = \frac{R \tau}{\tau_R}.$$

Дифференцируя, имеем:

$$dy = \frac{R}{\tau_R} d\tau. \quad (4.7)$$

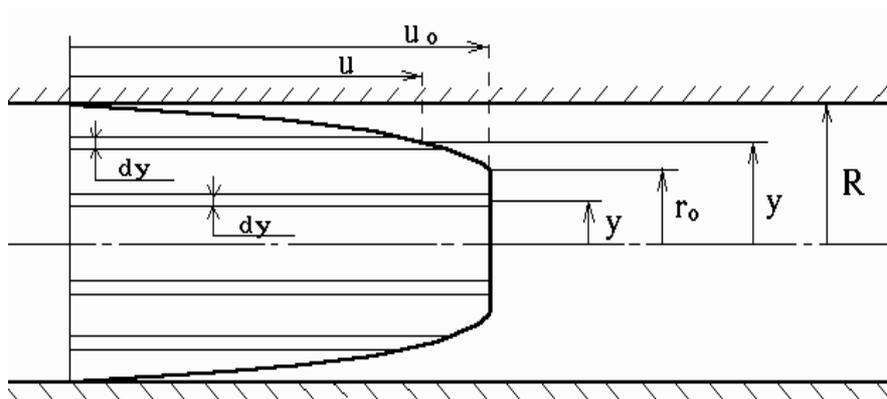


Рис. 4.4. К выводу уравнения расхода вязкопластичной жидкости

Второй момент свидетельствует о существовании реологического уравнения

$$\tau = f\left(\frac{du}{dy}\right),$$

а, следовательно, и обратной ей, так называемой реологической функции:

$$-\frac{du}{dy} = \varphi(\tau). \quad (4.8)$$

Здесь знак (-) должен быть потому, что скорость  $u$  с увеличением  $y$  уменьшается (знаки приращений  $u$  и  $y$  не совпадают).

Например, для ВПЖ реологическое уравнение имеет вид:

$$\tau = \tau_o + \eta\left(\frac{du}{dy}\right),$$

а реологическая функция:

$$\varphi(\tau) = -\frac{du}{dy} = \frac{\tau - \tau_o}{\eta}. \quad (4.9)$$

Из (4.8) получаем

$$-du = \varphi(\tau)dy.$$

Подставим в это выражение для  $dy$  из (4.7):

$$-du = \varphi(\tau)\left(\frac{R}{\tau_R}\right)d\tau = \left(\frac{R}{\tau_R}\right)\varphi(\tau)d\tau.$$

Интегрируем в пределах изменения  $u$  и  $\tau$  по сечению в направлении изменения  $y$  от текущего  $y$  до  $R$ :

$$-\int_u^0 du = \frac{R}{\tau_R} \int_{\tau}^{\tau_R} \varphi(\tau) d\tau,$$

$$u = \frac{R}{\tau_R} \int_{\tau}^{\tau_R} \varphi(\tau) d\tau. \quad (4.10)$$

Уравнение (4.10) в наиболее общем виде описывает эпюру скоростей. Для его решения достаточно подставить конкретное выражение реологической функции  $\varphi(\tau)$ .

#### 4.1.4. Вывод уравнения профиля скоростей для случая движения вязкопластичной жидкости в круглой трубе при структурном режиме движения

Подставим в уравнение (4.10) реологическую функцию (4.9):

$$\begin{aligned} u &= \frac{R}{\tau_R} \int_{\tau}^{\tau_R} \varphi(\tau) d\tau = \frac{R}{\tau_R} \int_{\tau}^{\tau_R} \frac{\tau - \tau_0}{\eta} d\tau = \frac{R}{\tau_R \eta} \int_{\tau}^{\tau_R} \tau d\tau - \frac{R}{\tau_R \eta} \int_{\tau}^{\tau_R} \tau_0 d\tau = \\ &= \frac{R}{\tau_R \eta} \left( \frac{\tau_R^2}{2} - \frac{\tau^2}{2} \right) - \frac{R}{\tau_R \eta} (\tau_0 \tau_R - \tau_0 \tau) = \frac{R \tau_R}{2\eta} \left( 1 - \frac{\tau^2}{\tau_R^2} \right) - \frac{R \tau_0}{\eta} \left( 1 - \frac{\tau}{\tau_R} \right). \end{aligned}$$

Чтобы избавиться от  $\tau_R$ , вспомним уравнение (4.2), из которого следует:

$$\tau_R = \frac{pR}{2l}. \quad (4.11)$$

Подставим (4.11) в последний результат и одновременно заменим  $\tau/\tau_R$  на  $y/R$  в соответствии с (4.4):

$$u = \frac{pR^2}{4\eta L} \left( 1 - \frac{y^2}{R^2} \right) - \frac{R\tau_0}{\eta} \left( 1 - \frac{y}{R} \right).$$

Окончательно:

$$u = \frac{P}{4\eta l} (R^2 - y^2) - \frac{\tau_0}{\eta} (R - y). \quad (4.12)$$

Ранее было показано (см. раздел 4.1.2), что при  $y = r_o$   $u = u_o$ , где  $u_o$  скорость движения "твердого" структурного ядра. Следовательно,

$$u_o = \frac{P}{4\eta l} (R^2 - r_o^2) - \frac{\tau_0}{\eta} (R - r_o). \quad (4.13)$$

Выразим  $p$  в последнем уравнении через остальные:

$$\begin{aligned} p &= u_o \frac{4\eta l}{R^2 - r_o^2} + \frac{\tau_0 (R - r_o) 4\eta l}{\eta (R^2 - r_o^2)}, \\ p &= u_o \frac{4\eta l}{R^2 - r_o^2} + \frac{4\tau_0 l}{R + r_o}. \end{aligned} \quad (4.14)$$

На первый взгляд может показаться, что искомая формула для определения линейных потерь давления  $p$  для случая структурного движения ВПЖ в трубах найдена. Но это не так. Дело в том, что измерить или каким-то косвенным методом вычислить  $u_o$ ,  $r_o$  практически невозможно. Формула (2.14) не имеет практического значения, но имеют конкретное значение уравнения (4.12) и (4.13), в чем мы убедимся, если познакомимся с материалом следующего подраздела.

## 4.2. Формула Букингэма (уравнение расхода вязкопластичной жидкости)

### 4.2.1. Вывод формулы Букингэма

Нашей целью является получение такой формулы для определения  $p$ , в которой использовались бы параметры, нахождение которых не вызывало бы затруднений. Вместо переменной скорости  $u$  по сечению предпочтительнее пользоваться средней скоростью  $v$  или расходом  $Q$ .

Вместо неопределенного радиуса  $r_o$  лучше иметь дело с радиусом трубы  $R$  или диаметром  $d$ .

Расход потока ВПЖ при структурном режиме  $Q$  можно определить, если просуммировать (проинтегрировать) расходы элементарных кольцевых струек с толщиной  $dy$  по всему сечению потока (рис. 4. 4). В градиентном слое расход струйки  $dQ_\Gamma$  выражается уравнением

$$dQ_\Gamma = 2\pi y du y. \quad (4.15)$$

В ядре

$$dQ_o = 2\pi y du_o. \quad (4.16)$$

Тогда общий расход  $Q$ :

$$Q = 2\pi \left( \int_{r_o}^R y du y + \int_o^{r_o} y du_o \right).$$

Заменим  $u$  и  $u_o$  на их выражения из формул (2.12) и (2.13):

$$Q = 2\pi \int_{r_o}^R \frac{P}{4\eta l} (R^2 - y^2) y dy - 2\pi \int_{r_o}^R \frac{\tau_o}{\eta} (R - y) y dy + \\ + 2\pi \int_o^{r_o} \frac{P}{4\eta l} (R^2 - r^2) y dy - 2\pi \int_o^{r_o} \frac{\tau_o}{\eta} (R - r_o) y dy.$$

Интегрирование этого выражения дает результат:

$$Q = \frac{\pi R^4 p}{8\eta l} \left[ 1 - \frac{4}{3} \frac{r_o}{R} + \frac{1}{3} \left( \frac{r_o}{R} \right)^4 \right]. \quad (4.17)$$

Докажем, что  $r_o/R$  можно заменить на  $p_o/p$ , где  $p_o$  – начальное давление, определяемое по формуле (4.6):

$$p_o = \frac{2\tau_o l}{R}.$$

Из условия динамического равновесия движущегося структурного ядра следует, что

$$p = \frac{2\tau_o l}{r_o}. \quad (4.18)$$

Отсюда:

$$\frac{p_o}{p} = \frac{r_o}{R}. \quad (4.19)$$

В результате уравнение (4.17) приобретает вид, вполне пригодный для выполнения практических расчетов:

$$Q = \frac{\pi R^4 p}{8\eta l} \left[ 1 - \frac{4}{3} \frac{p_o}{p} + \frac{1}{3} \left( \frac{p_o}{p} \right)^4 \right]. \quad (4.20)$$

Это уравнение носит имя Букингэма, и оно было получено им в 1921 году.

В этом уравнении искомая величина потерь давления  $p$  не может быть в явном виде выражена через другие. Если задаваться расходом  $Q$  и другими параметрами ( $l, R, \eta, \tau_o$ ), то величину  $p$  можно вычислить численным методом. В уравнении (4.20) величина  $p_o$  определяется предварительно по формуле (4.6). Если подставить (4.6) в уравнение (4.20), то получим:

$$Q = \frac{\pi R^4 p}{8\eta l} \left[ 1 - \frac{4}{3} \left( \frac{2l\tau_o}{Rp} \right) + \frac{1}{3} \left( \frac{2l\tau_o}{Rp} \right)^4 \right]. \quad (4.21)$$

Решение, полученное Букингэмом, называют точным. Но при этом следует добавить: при условии, что реологическое уравнение полностью соответствует уравнению

$$\tau = \tau_o + \eta \frac{du}{dy}.$$

Это значит, что при изменении  $du/dy$  от нуля до любых действительных значений в пределах структурного и ламинарного движения реограмма не должна отклоняться от прямой, что, как было ранее показано, не всегда бывает, например, в модели Шведова (с начальным криволинейным участком).

Отношение  $p_o/p$  близко к единице при  $Q$ , близких к нулю. При расходах, характерных для процесса бурения скважины (как при роторном, так и турбинном бурении),  $p_o/p$  может существенно отличаться от 1 и приближаться к 0,5.

#### 4.2.2. Приведение формулы Букингэма к критериальному виду

Численное решение уравнения (4.21) можно быстро выполнить только при наличии ЭВМ или, по меньшей мере, программируемых микрокалькуляторов. Гродде предложил оригинальный метод решения уравнения Букингэма с привлечением вспомогательного графика.

Обозначим  $p_o/p$  через  $\beta$  и разделим обе части уравнения (4.20) на  $Q$ :

$$1 = \frac{\pi R^4 P}{8\eta l Q} \left( 1 - \frac{4}{3} \beta + \frac{1}{3} \beta^4 \right).$$

Это выражение можно представить и так:

$$1 = \frac{8}{\left(1 - \frac{4\beta}{3} + \frac{\beta^4}{3}\right) p} \cdot \frac{\eta l Q}{\pi R^4}.$$

Умножим и разделим правую часть на  $p_o$ :

$$1 = \frac{8 \left(\frac{p_o}{p}\right)}{1 - \frac{4\beta}{3} + \frac{\beta^4}{3}} \cdot \frac{\eta l Q}{\pi R^4}.$$

Если выразить  $Q$  через  $v$  и сечение канала трубы, перейти от  $R$  к диаметру  $d$ , а также выразить  $p_o$  по формуле (4.6), то получим выражение:

$$1 = \frac{8\beta}{1 - \frac{4\beta}{3} + \frac{\beta^4}{3}} \cdot \frac{\eta v}{d \tau_o}.$$

Разделим обе части на  $(\eta v / \tau d)$ :

$$\frac{\tau_o d}{\eta v} = \frac{8\beta}{1 - \frac{4}{3}\beta + \frac{1}{3}\beta^4}.$$

Правая часть не имеет размерности, так как  $\beta$  – относительная величина. Следовательно, и левая часть – величина безразмерная и известна под названием "критерий Сен-Венана - Ильюшина":

$$Sen = \frac{\tau_o d}{\eta v}. \quad (4.22)$$

В результате получаем:

$$Sen = \frac{8\beta}{1 - \frac{4}{3}\beta + \frac{1}{3}\beta^4}. \quad (4.23)$$

Функцию  $\beta = f(Sen)$  по этому уравнению Гродде представил в виде графика в полулогарифмических координатах. Порядок вычислений при этом следующий. Вначале вычисляют для рассматриваемого случая  $Sen$  по формуле (4.22). Затем по специальному вспомогательному графику функции (4.23) находят величину  $\beta$ . Искомую величину потерь давления  $p$  определяют из соотношения:

$$p = \frac{p_o}{\beta} = \frac{2\tau_o l}{R\beta} = \frac{4\tau_o l}{\beta d}. \quad (4.24)$$

Упомянутый график функции  $\beta = f(Sen)$  можно найти в книге: Е. Г. Леонов, В. И. Исаев. Гидроаэромеханика в бурении. – М.: Недра, 1987. – С. 72.

## 5. Методика расчета потерь давления при ламинарном режиме движения вязкопластичных и вязких жидкостей в трубах

### 5.1. Анализ уравнения Букингэма. Формула Бингама

При  $p_o=0$  уравнение (4.20) превращается в известную формулу Пуазейля-Гагена. При  $p_o/p=0,5$  третий член уравнения

$$\frac{1}{3} \left( \frac{p_o}{p} \right)^4$$

равен 0,0208. Это означает, что его роль едва превышает 2%. Очевидно, при  $p > 2p_o$  третьим членом уравнения Букингэма можно пренебречь и представить его в "усеченном" виде:

$$Q = \frac{\pi R^4 p}{8\eta l} \left( 1 - \frac{4}{3} \frac{p_o}{p} \right). \quad (5.1)$$

Заменим  $p_o$  на выражение (4.6):

$$Q = \frac{\pi R^4 p}{8\eta l} \left( 1 - \frac{4}{3} \frac{2\tau_o l}{Rp} \right) = \frac{\pi R^4 p}{8\eta l} - \frac{\pi R^4 \tau_o}{3\eta R}.$$

Выразим  $p$  через другие параметры:

$$p = \left( Q + \frac{\pi R^4 \tau_o}{3\eta R} \right) \frac{8\eta l Q}{\pi R^4} = \frac{8\eta l Q}{\pi R^4} + \frac{\pi R^4 \tau_o 8\eta l}{3\eta R \pi R^4} = \frac{8\eta l Q}{\pi R^4} + \frac{8\tau_o l}{3R}.$$

Заменим  $R$  на диаметр канала труб  $d$ :

$$p = \frac{128Q\eta l}{\pi d^4} + \frac{16\tau_o l}{3d}. \quad (5.2)$$

Эта формула носит имя Бингама.

Если вместо  $Q$  пользоваться средней скоростью  $v$ , то получим вариант формулы Бингама:

$$p = \frac{32v\eta l}{d^2} + \frac{16\tau_o l}{3d}, \quad (5.3)$$

где первый член формулы подставляет собой формулу Пуазейля-Гагена.

Точность формул (5.2) и (5.3), а следовательно, их применимость, как указано выше, полностью зависит от величины соотношения  $p_o/p$ .

В табл. 5.1 приведены результаты расчетов по точной (с использованием метода Гродде) и приближенной формулам для случая структурного режима течения в трубах. Анализируя изменение  $\beta$  и  $p$ , можно заметить, что:

- на всем диапазоне изменения расхода (от малых значений до критических) величина  $\beta$  не опускается ниже 0,55, причем с увеличением  $\tau_o$  мини-

мально достижимое значение возрастает; это означает, что на практике очень редки случаи, когда  $\beta \leq 0,5$ ;

- погрешность формулы Бингама всегда имеет положительный знак; это означает, что формула Бингама дает всегда завышенный результат (от 3...5 до 18...22%);

- то обстоятельство, что с приближением  $Q$  к нулю возрастает уровень завышенности результата расчета, создает с технологической точки зрения некоторый "запас прочности" в расчетах и в некоторой степени как бы учитывает влияние нестационарности в реологическом поведении жидкостей в скважине.

Всё сказанное позволяет уверенно рекомендовать формулу Бингама для использования в практических расчетах, особенно при отсутствии программ для ЭВМ.

Таблица 5.1

Расчетные значения потерь давления при структурном режиме движения вязкопластичной жидкости по трубе с внутренним диаметром 0,107 м и длиной 1000 м

Реологические параметры	Расход жидкости, м <sup>3</sup> /с	Точное решение Букингэма		Приближенное решение Бингама	Погрешность, % $\frac{p^* - p}{p} \cdot 100$
		$\beta$	$p$ , Па	$p^*$ , Па	
$\tau_0 = 4$ Па $\eta = 0,02$ Па·с	0,001	0,860	173875	205594	18,24
	0,002	0,0805	185870	211810	13,96
	0,004	0,730	204839	224243	9,47
	0,006	0,675	221530	236677	6,84
	0,013*	0,550	271878	280193	3,06
$\tau_0 = 8$ Па $\eta = 0,02$ Па·с	0,001	0,900	332295	404971	21,87
	0,002	0,860	347751	411187	18,24
	0,006	0,764	391447	436064	11,40
	0,0183	0,6105	489870	512518	4,62

\*) Расход, равный критическому, при котором структурный режим течения переходит в турбулентный.

## 5.2. Приведение уравнения Бингама к критериальному виду

В практических руководствах по гидравлическим расчетам в бурении очень часто при любых режимах течения рекомендуется пользоваться формулой Дарси-Вейсбаха. Такой традиционный подход сохраняется и для структурного режима течения ВПЖ в трубах круглого сечения, хотя было показано в предыдущем подразделе, что цель достигается проще при использовании формулы Бингама.

В такой целевой постановке задача сводится к выводу формулы для коэффициента гидравлических сопротивлений  $\lambda$ .

Возьмем формулу Бингама в форме (5.3):

$$p = \frac{32\nu\eta l}{d^2} + \frac{16\tau_o l}{3d}.$$

Очевидно, результат расчета по этой формуле должен численно совпасть с результатом расчета по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$p = \lambda \frac{v^2 l \rho}{2d}. \quad (5.4)$$

Если правые части уравнений равны, то

$$\frac{32\nu\eta l}{d^2} + \frac{16\tau_o l}{3d} = \frac{\lambda l v^2 \rho}{2d}.$$

Выразим  $\lambda$  из этого уравнения:

$$\lambda = \frac{32\nu\eta l}{d^2} \frac{2d}{lv^2\rho} + \frac{16\tau_o l}{3d} \frac{2d}{lv^2\rho} = \frac{64\nu}{dv\rho} + \frac{64\tau_o}{6v^2\rho} = \frac{64}{vd\rho/\eta} \left( 1 + \frac{\tau_o d}{6\nu\eta} \right).$$

Выражение в знаменателе

$$\frac{vd\rho}{\eta} = Re.$$

Как нам уже известно,

$$\frac{\tau_o d}{\eta v} = Sen.$$

Следовательно,

$$\lambda = \frac{64}{Re} \left( 1 + \frac{1}{6} Sen \right). \quad (5.5)$$

Напрашивается аналогия этой формулы с известной формулой

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Формулу (5.5) можно преобразовать к традиционной, если ввести обозначение

$$Re_* = \frac{Re}{1 + \frac{1}{6} Sen}. \quad (5.6)$$

Тогда можно утверждать, что формула Дарси-Вейсбаха даст точно тот же результат, что и формула Бингама, если

$$\lambda = \frac{64}{Re_*}. \quad (5.7)$$

### 5.3. Расчёт линейных потерь давления при ламинарном движении вязких жидкостей в трубах

При промывке скважины водой существование ламинарного режима в любом из элементов циркуляционной системы практически невозможно, если иметь в виду реальные расходы  $Q$ . Вместе с тем применение вязких нефтей при освоении скважин или специальных жидкостей, например, при цементировании, делает существование ламинарного режима движения в трубах вполне возможным.

Если в уравнение (4.10) подставить реологическую функцию  $\varphi(\tau)=\tau/\eta$ , то получится решение:

$$u = \frac{P}{4l\eta}(R^2 - y^2). \quad (5.8)$$

Подставив это уравнение в выражение (2.15) и проинтегрировав его в пределах изменения  $y$  от 0 до  $R$ , получим известное решение Пуазейля-Гагена

$$p = \frac{128Q\eta l}{\pi d^4} \quad (5.9)$$

или, выразив расход через среднюю скорость, формулу

$$p = \frac{32v\eta l}{d^2}. \quad (5.10)$$

Решение будет таким же, если воспользоваться формулой Дарси-Вейсбаха:

$$p = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho = \lambda \frac{8Q^2 l \rho}{\pi^2 d^5}, \quad (5.11)$$

где

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (5.12)$$

Иначе говоря, формулы (5.11) и (5.12) являются критериальной формой решения Пуазейля-Гагена, пригодной для определения потерь давления в круглой трубе при течении вязкой жидкости в ламинарном режиме.

### Комментарий к разделам 4 и 5

Обращаю внимание уважаемого студента (или читателя) на то, каким образом (в какой логической последовательности) были получены формулы для расчета линейных потерь давления в трубах при структурном режиме движения.

Сначала (раздел 4.1.1) было установлено, что при равномерном движении жидкостей в трубах внутренние касательные напряжения меняются линейно в зависимости от расстояния от оси трубы, причем на самой оси напряжение равно нулю. Попутно было доказано существование структурного ядра потока (раздел 4.1.2).

Надо заметить, что линейная зависимость напряжения от радиуса – это особенность только круглой трубы.

Стало очевидным, что одним и тем же потерям (в одной и той же трубе с известной длиной) соответствует одна и та же эпюра напряжений, которая "устанавливается" как бы автоматически, независимо от жидкости. Достаточно, чтобы при этом режим движения был ламинарным или структурным. Становится ясным, что жидкость так "приспосабливается" к эпюре напряжений, создает такую эпюру скоростей в трубе, чтобы градиенты скоростей по радиусу автоматически "воссоздавали" линейный характер зависимости касательных напряжений (между слоями потока) от расстояния от оси трубы.

Представим теперь, что две разные жидкости, одна из которых вязкая (ньютоновская), а другая – вязкопластичная, двигаясь по одной и той же трубе, вызывают одни и те же потери давления  $p$ . Предположим, что режим движения при этом соответственно ламинарный и структурный. Первая жидкость "образует" эпюру скоростей по сечению в виде параболы, параметры которой будут точно соответствовать эпюре напряжений по уравнению  $\tau = p y / (2l)$ . Вторая жидкость (вязкопластичная) тоже "сформирует" свою эпюру (теперь мы уже знаем, что она будет состоять из структурного ядра,двигающегося со скоростью  $u_0$  и градиентного слоя, где скорость меняется от до  $u_0$  по закону, близкому к параболическому). Но, что особенно важно подчеркнуть, эпюра **напряжений**, несмотря на различие в эпюрах скоростей, будет та же, что и в первом случае, поскольку перепад давления  $p$  тот же самый (те же потери давления). Различие в эпюрах **скоростей** при идентичности эпюры напряжений является следствием различия в реологической модели. Влияние модели жидкости на эпюру скоростей было рассмотрено (для общего случая) в разделе 4.1.3.

Полученное в этом разделе уравнение (4.10) было решено в разделе 4.1.4 для конкретного случая вязкопластичной жидкости. В результате были получены уравнения (4.12) и (4.13), описывающие эпюру скоростей в круглой трубе.

Наконец, в разделе 4.2, основываясь на полученных уравнениях (4.12) и (4.13), методом суммирования (интегрирования) расходов элементарных кольцевых струек в трубе (при известной теперь уже эпюре скоростей) получено уравнение расхода, носящее имя Букингэма. Предложены методы решения этого уравнения и исследованы возможности упрощения уравнения (формула Бингама).

Итак, базируясь на линейном характере эпюры напряжений и выбирая конкретную реологическую модель жидкости, сугубо аналитически получены расчетные формулы для определения линейных потерь давления в трубах при структурном режиме движения вязкопластичной жидкости, соответствующей бингамовской реологической модели. Теперь смело можно утверждать, что мы умеем вычислять потери давления на внутреннее трение при напорном движении вязкопластичной жидкости в круглой трубе, если оно происходит при структурном режиме.

## 6. Турбулентный режим движения вязких и вязкопластичных жидкостей в трубах

### 6.1. Кризис структурного режима движения в трубах. Определение критических скорости и расхода

В отличие от вязких (ньютоновских) жидкостей, которые "входят" в турбулентный режим при достижении одного и того же критического числа  $Re$ , равного 2320, вязкопластичные жидкости такого единственного и универсального числа  $Re$  не имеют. Более того, как показали эксперименты, кризис структурного режима с последующим переходом в турбулентный режим может начаться при различных значениях  $Re_{кр}$  в зависимости от конкретных значений величин  $\tau_o$ ,  $\eta$ ,  $d$  и  $\rho$ .

После обработки многочисленного экспериментального материала Е.М. Соловьев получил формулу для  $Re_{кр}$  :

$$Re_{кр} = 2100 + 7,3He^{0,58}, \quad (6.1)$$

где

$$He = Sen \cdot Re = \frac{\tau_o d}{V\eta} \frac{vd\rho}{\eta} = \frac{\tau_o d^2 \rho}{\eta^2} \quad (6.2)$$

называется числом (критерием) Хёдстрема.

Зная  $Re_{кр}$ , нетрудно найти  $v_{кр}$  и  $Q_{кр}$ :

$$v_{кр} = \frac{Re_{кр} \eta}{\rho d}, \quad (6.3)$$

$$Q_{кр} = \frac{\pi d^2 v_{кр}}{4}. \quad (6.4)$$

При  $\tau_o > 5$  Па можно воспользоваться менее точной формулой, впервые предложенной Б.С. Филатовым:

$$v_{кр} = 25 \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}}. \quad (6.5)$$

Таким образом, предлагаются две методики прогнозирования начала турбулентного движения.

Предпочтение следует отдавать, разумеется, более строгой методике Е.М. Соловьева.

Полезно заметить, что  $He$  есть величина, не зависящая от скорости или расхода, а только от диаметра трубы и параметров жидкости. Это обстоятельство делает формулу (6.1) более универсальной.

## 6.2. Профиль скоростей при турбулентном режиме движения в трубах и его роль при замещении одной жидкости другой

Турбулентное движение неньютоновских жидкостей в трубах изучено слабо, поэтому будем придерживаться рабочей гипотезы о сходстве между турбулентными потоками вязкой и вязкопластичной жидкостей.

Экспериментальное и теоретические исследования (полуэмпирические теории Прандтля или Альтшуля) показывают, что в переходной области (до достижения квадратичной области движения, которую иногда называют вполне шероховатым течением или автомодельным, не зависящим от  $Re$ ) профиль скорости явно зависит от числа  $Re$ . Считается, что профиль скорости может быть описан степенным уравнением (аппроксимация более строгого решения):

$$u = u_{\max} \left( 1 - \frac{y}{R} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}, \quad (6.6)$$

где  $u_{\max}$  – максимальная скорость в центре потока (рис. 6.1);

$u$  – скорость на радиусе  $y$ ;

$\varepsilon$  – величина, зависящая от  $Re$ , изменяется в пределах от 6 до 10.

При  $Re < 10^5$  величину  $\varepsilon$  можно принять равной 7 (отсюда выражение "закон одной седьмой").

На рис. 6.1 показаны типичные эпюры скоростей, возникающих при движении бурового раствора в нефтепромысловых трубах.

При промывке скважины вязкими жидкостями в ламинарной области или вязкопластичными жидкостями при расходах, близких к  $Q_{кр}$ , возникает представляющая собой параболу. Этот вариант движения крайне невыгоден при замещении в трубах одной жидкости другой, поскольку центральная часть вытесняющего потока сильно отличается от скоростей у стенки труб и "внедряется" в вытесняемый поток.

В результате с течением времени создается зона смешения с переменной концентрацией вытесняющей жидкости по длине зоны. В сравнении с ламинарным движением турбулентный режим выглядит более предпочтительным, так как обеспечивает несравненно более выровненную эпюру скоростей по радиусу трубы, соответствующую формуле (6.6). Только у стенки трубы наблюдается резкое уменьшение скорости  $u$ . Следовательно, при турбулентном движении достигается хорошее вытеснение с минимальной длиной зоны смешения. С те-

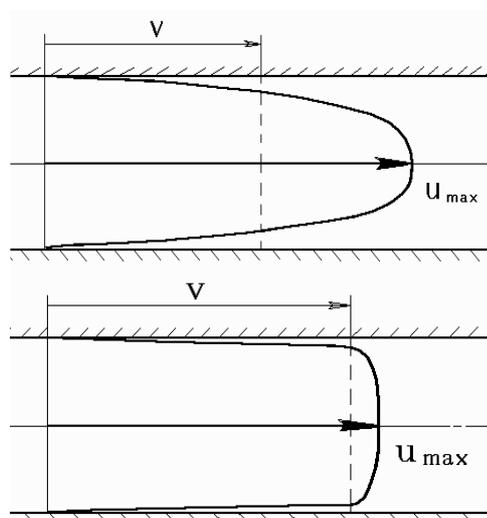


Рис. 4.1. Эпюра скоростей при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкостей в трубе

чением времени длина зоны смещения будет нарастать кратно медленнее, чем в предыдущем случае. Иначе говоря, если есть реальная возможность с помощью насосов поддерживать расход  $Q$ , превышающий  $Q_{кр}$ , то следует процесс смещения проводить при турбулентном режиме, а не при ламинарном.

К сожалению, при строительстве скважины далеко не всегда имеется техническая и технологическая возможность "добраться" до турбулентного режима. Например, при цементировании обсадных колонн диаметром 245, 324 или 426 мм, как правило, не только на стадии затворения цементного раствора, но и при его продавке невозможно обеспечить подачу насосов с превышением критических расходов для трубного и – тем более – затрубного пространства. В подобных ситуациях необходимо перейти на так называемый "пробковый" режим с эпюрой скоростей типа 1 на рис. 4.3. Необходимо уменьшить расход  $Q$  до величин, при которых радиус структурного ядра  $r_o$  будет, по возможности, больше. Чрезмерное уменьшение  $Q$  затянет время цементирования колонны, но увеличение  $Q$ , как было показано в разделе 4.1.2, уменьшает радиус ядра. Для улучшения условий замещения жидкости необходимо увеличивать радиус ядра, иначе говоря, уменьшать  $Q$ . С другой стороны, увеличить  $r_o$  можно некоторым увеличением структурной прочности жидкости.

### 6.3. Расчет линейных потерь давления при турбулентном режиме движения в трубах

В случае вязких жидкостей рекомендуется воспользоваться решением А.Д. Альтшуля, который предложил формулу для коэффициента гидравлических сопротивлений  $\lambda$ :

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{K_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (6.7)$$

где  $K_s$  – эквивалентная шероховатость.

Эта формула справедлива как в переходной, так и в квадратичной области, поскольку при больших  $Re$  она практически превращается в формулу Шифринсона (ввиду малости второго слагаемого в скобках):

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{K_s}{d} \right)^{0,25}. \quad (6.8)$$

Лабораторные и натурные исследования показали, что при турбулентном движении **вязкопластичных** жидкостей в трубах потери давления определяются по формуле Дарси-Вейсбаха, при этом сначала вычисляют  $Sen$  по формуле (4.22), затем  $Re$  и  $Re_*$  по формуле (5.6), а коэффициент  $\lambda$  – по формуле:

$$\lambda = \frac{0,075}{Re_*^{0,125}}. \quad (6.9)$$

Формула рекомендуется для интервала изменения  $Re_*$  от 4000 до 50000.

Если  $Re_* > 50000$ , то для практических расчетов  $\lambda$  можно считать постоянным и равным 0,02.

## 7. Линейные потери давления при движении псевдопластичной ("степенной") жидкости в трубах

### 7.1. Профиль скоростей при ламинарном движении в трубах

Реологическая модель псевдопластичной жидкости выражается уравнением:

$$\tau = K \left( \frac{du}{dy} \right)^n. \quad (7.1)$$

Реологическая функция:

$$\varphi(\tau) = \frac{du}{dy} = \left( \frac{\tau}{K} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (7.2)$$

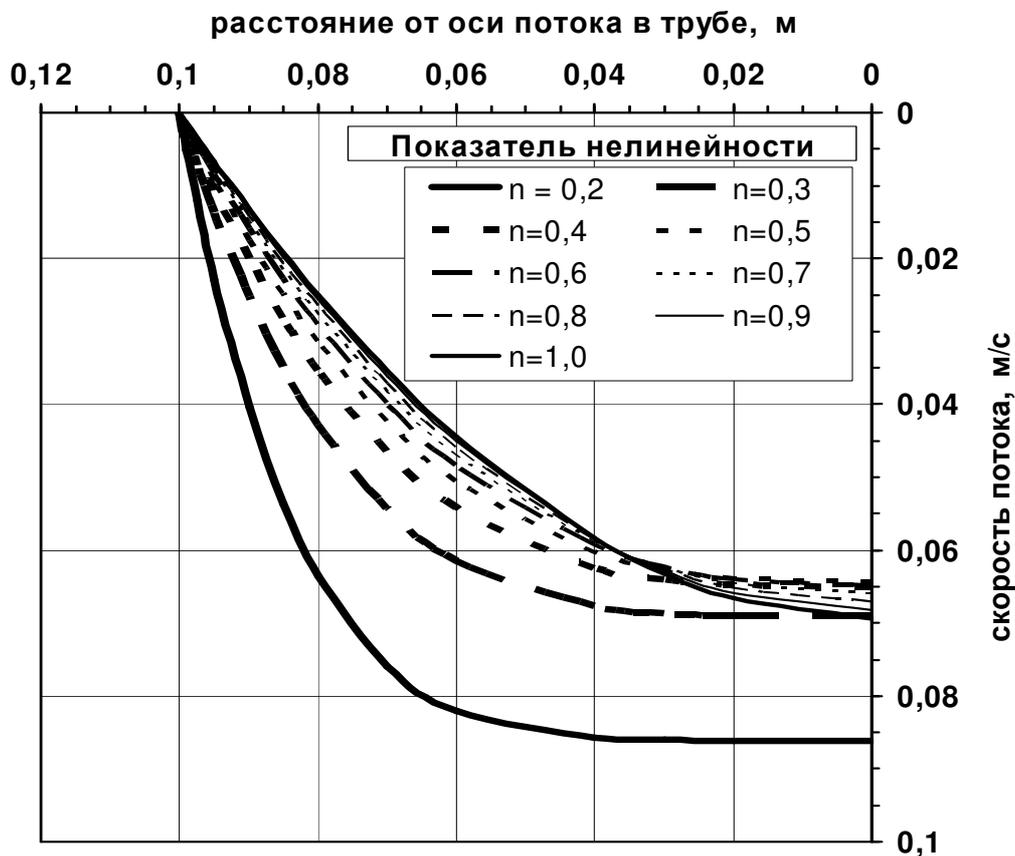


Рис. 7.1. Изменение скорости по сечению потока степенной жидкости при одном и том же перепаде давления:  
 условия расчета: потери давления 1000 Па; длина трубы – 1000 м;  
 диаметр трубы 200 мм; коэффициент consistency 0,036 Па·с

Подставив это выражение в дифференциальное уравнение (4.10) и решив его в пределах изменения  $y$  от 0 до  $R$ , получим:

$$u = \frac{n}{(1+n)} \left( \frac{p}{2lK} \right)^{\frac{1}{n}} \left( R^{\frac{n+1}{n}} - y^{\frac{n+1}{n}} \right). \quad (7.3)$$

При  $n = 1$  это уравнение превращается в формулу (5.8).

Реологическая модель (7.1) подразумевает отсутствие прочности структуры ( $\tau_0 = 0$ ) и, следовательно, отсутствие структурного ядра. Применительно к буровым растворам для бурения  $n$  всегда меньше 1. На рис. 7.1 показано, как изменяется профиль скорости по сечению потока при различных значениях  $n$  и неизменной величине коэффициента консистенции  $K$ . Все эпюры следует сравнивать с параболой, соответствующей  $n=1,0$ . С уменьшением  $n$  наблюдается деформация профиля, который становится все более приплюснутым в центре и более крутым на периферии. С уменьшением  $n$  показатель степени при  $y$  и  $R$  увеличивается и, например, при  $n=0,4$  становится равным 3,5.

С точки зрения замещения одной жидкости другой при ламинарном течении более предпочтительными представляются "степенные" жидкости с меньшими значениями  $n$ .

Примечание: здесь уместно напомнить о недостатках степенной модели, о чем говорилось в "Введении" и будет сказано в следующем подразделе.

## 7.2. Расчет потерь давления при ламинарном движении

Для получения расчетной формулы, как было показано ранее, необходимо составить уравнение расхода с использованием функции (7.3):

$$Q = 2\pi \int_0^R \left[ \frac{n}{(n+1)} \left( \frac{p}{2lK} \right)^{\frac{1}{n}} \left( R^{\frac{n+1}{n}} + y^{\frac{n+1}{n}} \right) \right] y dy.$$

Интегрирование этого уравнения с последующей заменой  $R$  на  $d$  даст следующий результат:

$$p = 2^{3n+2} K \left( \frac{3n+1}{n} \right)^n \left( \frac{Q}{\pi} \right)^n \frac{l}{d^{3n+1}}. \quad (7.4)$$

После несложных преобразований:

$$p = \frac{4Kl}{d} \left[ \frac{8(3n+1)}{n} \frac{Q}{\pi d^3} \right]^n. \quad (7.4)'$$

При использовании  $v$  вместо  $Q$  формула примет вид:

$$p = 2^{2+n} \left( \frac{3n+1}{n} \right)^n K \frac{v^n}{d^{n+1}} l. \quad (7.5)$$

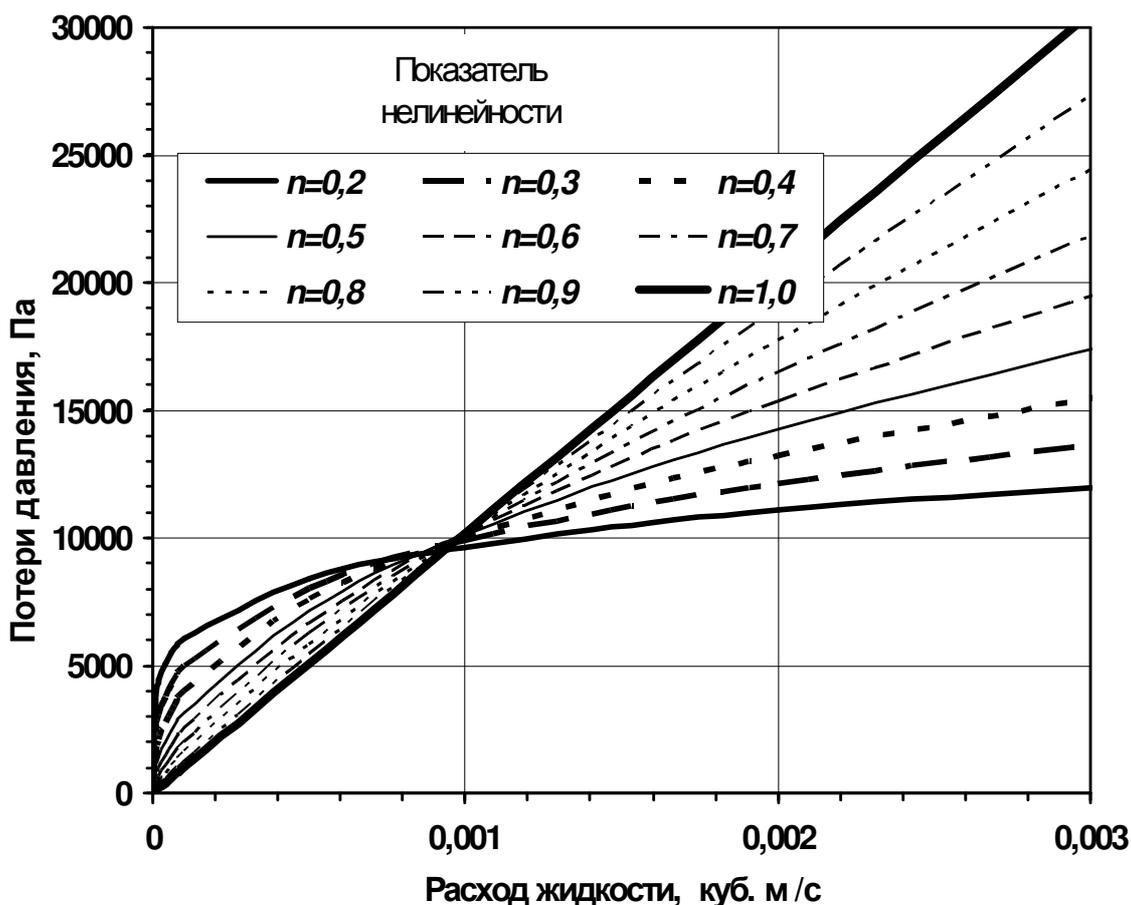


Рис. 7.2. Зависимость потерь давления в трубе диаметром 200 мм и длиной 1000 м при движении псевдопластичной жидкости с параметрами по "степенной" модели:  $K=0,4$  Па\*с и различных значениях  $n$

Оценим, как влияет изменение  $Q$  на изменение  $p$ . Из формул (7.4) и (7.5) следует, что при  $n < 1$  темп роста  $p$  отстает от темпа увеличения  $Q$ . Сравним это с вязкой жидкостью, где между  $Q$  и  $p$  линейная зависимость. Получается, что использование степенной жидкости с энергетической точки зрения весьма выгодно. Вместе с тем результаты расчета, приведенные на рис. 7.2, свидетельствуют о том, что такое утверждение не всегда справедливо.

Из рис. 7.2 видно, что при расходах менее 1 дм<sup>3</sup>/с потери давления, найденные по формулам (7.4) или (7.4), существенно больше, чем при движении вязкой жидкости с  $n=1$ , вязкость которой равна 0,4 Па\*с. Разумеется, такой вывод противоречит практике. Видно также, что при  $Q$ , равном приблизительно 0,9...1,0 дм<sup>3</sup>/с, потери давления не зависят от показателя нелинейности, что тоже вызывает возражение. И только при  $Q > 1$  дм<sup>3</sup>/с начинается "ожидаемое" уменьшение потерь давления.

Вывод очевиден: расчетные формулы, полученные на основе так называемой степенной реологической модели, неприменимы при малых расходах, где

они дают либо противоречащие здравому смыслу результаты, либо приводят к недопустимым погрешностям (в сторону завышения потерь). Пробные расчеты показали, что расход жидкости, соответствующий пересечению линий давления, зависит преимущественно от диаметра труб: с уменьшением диаметра он тоже уменьшается.

Из анализа рис. 7.1 и 7.2 следует принципиально важный вывод об отсутствии логической связи между коэффициентом консистентности и динамической вязкостью **вязкой** жидкости, с которой **сравнивается** реологическое поведение псевдопластичной жидкости. Величина  $K$  не имеет физического смысла. Это не вязкость жидкости-прототипа, хотя и имеет размерность вязкости. Коэффициент  $K$  следует рассматривать только как коэффициент уравнения аппроксимации, полученного при реологических исследованиях. Одно и то же исследование может быть описано (с сопоставимыми показателями тесноты связи) различными комбинациями  $K$  и  $n$ , использование которых для определения потерь даст совершенно разные результаты, в том числе явно нелепые. Ясно, что такой результат отражает несовершенство уравнения (7.1), с помощью которого пытаются описать реологическое поведение жидкостей, называемых псевдопластичными.

### 7.3. Потери давления при турбулентном режиме движения степенной жидкости в трубах

В настоящее время нет единого, общепринятого, метода определения потерь давления при движении степенной жидкости в турбулентном режиме.

Е.Г. Леонов и В.И. Исаев (Гидроаэромеханика в бурении. М.: Недра, 1987) предлагают традиционный метод – использование формулы Дарси-Вейсбаха. При этом величину  $\lambda$  советуют вычислять по известной формуле Блазиуса

$$\lambda = 0,3164/Re^{0,25},$$

а для шероховатых труб – по формуле Альтшуля, которые, строго говоря, предназначены для вязких жидкостей.

Известна ещё одна методика, менее всего теоретически обоснованная, но вполне допустимая к применению для инженерных расчетов. Суть её сводится к формуле:

$$p = p_{кр} \left( \frac{Q}{Q_{кр}} \right)^{1,8}, \quad (7.6.)$$

где

$$p_{кр} = \frac{4Kl}{d} \left[ \frac{8(3n+1)}{n} \frac{Q_{кр}}{\pi d^3} \right]^n. \quad (7.7)$$

Сравним теперь формулы (7.7) и (7.4)'. Обнаружим без труда, что  $p_{кр}$  – это потери давления при ламинарном режиме, но при  $Q = Q_{кр}$ . Иначе говоря, "последние" потери давления перед переходом в турбулентный режим.

Методика расчета будет окончательно сформулирована, если дать формулу для определения  $Q_{кр}$ .

В упомянутом учебнике Е.Г. Леонова и В. И. Исаева предлагается формула:

$$Q_{кр} = \left\{ 2100 \frac{K}{\rho d^n} \left[ 2^{n-3} \left( \frac{3n+1}{n} \right)^n \right]^{1,2} \right\}^{\frac{1}{2-n}}. \quad (7.8)$$

Н. Маковой (Гидравлика бурения. М.: Недра, 1986) считает, что более других подтверждается опытными данными методика, основанная на определении  $Re_{кр}$ :

$$Re_{кр} = \frac{6464}{f'(n)}, \quad (7.9)$$

где

$$f(n) = \frac{(3n+1)^2}{n} \left( \frac{1}{2+n} \right)^{\frac{n+2}{n-2}}.$$

Турбулентный режим наступает, когда  $Re_{см} > Re_{кр}$ , где  $Re_{см}$  – приведенное (для степенной модели) число Рейнольдса, определяемое по формуле:

$$Re_{см} = 2^{7-3n} \left( \frac{n}{3n+1} \right)^n \left( \frac{Q}{\pi} \right)^{2-n} \frac{\rho}{2^{4-3n} K}. \quad (7.10)$$

В момент, когда  $Re_{см} = Re_{кр}$ ,  $Q = Q_{кр}$ .

Следовательно,

$$Q_{кр} = \pi \left[ \frac{Re_{кр} d^{4-3n} \cdot K \left( \frac{3n+n}{n} \right)^n}{2^{7-3n} \cdot \rho} \right]^{\frac{1}{2-n}}. \quad (7.11)$$

## 8. Потери давления в заколонном пространстве

Характерной особенностью заколонного (кольцевого) пространства, по которому движется (чаще всего снизу-вверх) жидкость, является геометрическая неопределенность. В обсаженной части диаметр скважины известен, но никто не может точно описать отклонение оси труб от оси скважины на различных участках колонны труб, тем более – при ее вращении. В необсаженной части скважины, где практически всегда есть каверны и сужения, почти невозможно говорить о точных геометрических размерах скважины. В такой обстановке трудно настаивать на применении точных расчетных методик определения линейных потерь давления, предусматривающих, например, строго концентричное расположение внутренней трубы по отношению к оси скважины. Без ущерба для точности результатов расчета вполне можно ограничиться приближенными методами. В частности, вполне допустимо применение принципа гидравлического радиуса, чтобы использовать ранее полученные формулы для трубных каналов.

### 8.1. Потери давления при ламинарном режиме движения вязких жидкостей в заколонном пространстве

При промывке скважины водой ламинарный режим практически невозможен потому, что критические расходы весьма малы. Более вероятно "встретить" ламинарный режим при промывке обсаженной скважины через насосно-компрессорные трубы, например, нефтью.

Критический расход в кольцевом (заколонном) пространстве вычисляется по формуле:

$$Q_{кр} = \frac{2320\eta(D - d_n)}{\rho}, \quad (8.1)$$

где  $D$  и  $d_n$  – соответственно диаметр скважины и наружный диаметр трубы.

При  $Q < Q_{кр}$  (движение ламинарное) потери давления можно определить по формуле Пуазейля-Гагена:

$$p_{кр} = \frac{32\nu\eta l}{(D - d_n)^2} \quad (8.2)$$

или, если выразить среднюю скорость  $v_k$  через расход  $Q$  и сечение кольцевого канала, – по формуле:

$$p_k = \frac{128Q\eta l}{\pi(D - d_n)^3 (D + d_n)}. \quad (8.3)$$

Разумеется, правомерен традиционный путь определения  $p_k$  по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$p_{\kappa} = \lambda_{\kappa} \frac{l}{(D - d_n)} \frac{v_{\kappa}}{2} \rho, \quad (8.4)$$

где

$$\lambda_{\kappa} = \frac{64}{Re_{\kappa}}, \quad (8.5)$$

а

$$Re_{\kappa} = \frac{v_{\kappa} (D - d_n) \rho}{\eta}. \quad (8.6)$$

## 8.2. Потери давления при турбулентном режиме движения вязкой жидкости в заколонном пространстве

В силу указанных выше обстоятельств, касающихся несоосности труб по отношению к скважине и наличия каверн и сужений, практически не поддающихся количественной оценке, есть все основания использовать для определения коэффициента гидравлических сопротивлений  $\lambda_{\kappa}$  формулу Б.И. Мительмана, которая была им предложена для маловязких глинистых растворов нормальной плотности (не более 1200 кг/м<sup>3</sup>)

$$\lambda_{\kappa} = \frac{0,09}{Re_{\kappa}^{0,125}}. \quad (8.7)$$

Искомые потери давления можно определить либо по формуле (6.4), либо по формуле:

$$p_{\kappa} = \lambda_{\kappa} \frac{8Q^2 l \rho}{\pi^2 (D - d_n)^3 (D + d_n)^2}. \quad (8.8)$$

При промывке скважины технической водой допускается величину  $\lambda_{\kappa}$  принимать постоянной и равной 0,024.

## 8.3. Потери давления при структурном режиме движения вязкопластичной жидкости в заколонном пространстве

Известен так называемый точный метод решения этой задачи, предложенный Гродде и описанный применительно к течению ВПЖ в трубе в разделе 2. Вначале вычисляют критерий Сен-Венана для кольцевого канала:

$$Sen_{\kappa} = \frac{(D - d_n) \tau_o}{v_{\kappa} \eta}. \quad (8.9)$$

Затем по вспомогательному графику функции  $\beta = f(Sen)$  определяют  $\beta$  и после этого – искомое значение  $p_{\kappa}$ :

$$p_{\kappa} = \frac{4\tau_o l}{\beta(D - d_n)}. \quad (8.10)$$

При наличии ЭВМ рекомендуется вычислять  $p_{\kappa}$  численным методом на основе точного решения Букингэма – по формуле (4.21).

Нам представляется (учитывая большую неопределенность в геометрическом описании заколонного пространства в необсаженной части скважины) более рациональным пользоваться приближенными методами.

При промывке скважины в процессе бурения, если диаметр бурильных труб  $d_n$  не превышает  $0,8D$ , линейные потери рекомендуется определять по формуле Бингама:

$$p_{\kappa} = \frac{128Q\eta l}{\pi(D - d_n)^3 (D + d_n)} + \frac{16}{3} \frac{\tau_o l}{D - d_n}. \quad (8.11)$$

При малых кольцевых зазорах ( $d_n / D > 0,8$ ), например, при промывке во время спуска обсадных колонн, допустимо применение формулы для щелевидного канала:

$$p_{\kappa} = \frac{192Q\eta l}{\pi(D - d_n)^3 (D + d_n)} + \frac{6\tau_o l}{D - d_n}. \quad (8.12)$$

В разделе 5 было показано (на примере течения ВПЖ в трубах), что потери давления при структурном режиме можно определять и по формуле Дарси-Вейсбаха. Аналогично можно поступить и в случае заколонного пространства. Вначале вычисляют критерии  $Re_{\kappa}$  и  $Sen_{\kappa}$  формулам (8.6) и (8.9). Затем находят  $Re_{\kappa*}$ :

$$Re_{\kappa*} = \frac{Re_{\kappa}}{1 + \frac{1}{6} Sen_{\kappa}}, \quad (8.13)$$

а затем

$$\lambda_{\kappa} = \frac{96}{Re_{\kappa*}}. \quad (8.14)$$

Искомые потери давления вычисляют по формуле (8.8).

#### 8.4. Кризис структурного режима движения в заколонном пространстве

Вследствие геометрической неопределённости заколонного пространства рекомендуется (в отличие от трубного канала) упрощенная методика определения  $Q_{\kappa}$ . При этом критическая скорость  $v_{\kappa.кр}$ , соответствующая переходу в турбулентный режим, определяется по формуле:

$$v_{\kappa.кр} = 25 \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}}. \quad (8.15)$$

Погрешность этой формулы при  $\tau_0 > 5$  Па относительно невысока. Любопытно отметить, что в соответствии с этой формулой  $v_{к.кр}$  не зависит от геометрических размеров канала и структурной вязкости  $\eta$ .

Критический расход  $Q_{к.кр}$  вычисляют по формуле:

$$Q_{к.кр} = v_{к.кр} \frac{\pi}{4} (D^2 - d_n^2). \quad (8.16)$$

### 8.5. Линейные потери давления при турбулентном движении вязкопластичной жидкости в заколонном пространстве

Если  $Q > Q_{к.кр}$  наступает турбулентный режим, при котором, как известно, базовой формулой является формула Дарси-Вейсбаха, то все проблемы сводятся к выбору методики определения коэффициента гидравлических сопротивлений  $\lambda_{к.}$ .

Рекомендуем наиболее распространенную ныне методику вычисления  $p_{к.}$ . Вначале вычисляют  $Sen_{к.}$  и  $Re_{к.}$  по формулам (8.9) и (8.6), а затем  $Re_{*к.}$  по формуле (8.13). Наконец,  $p_{к.}$  определяют по формуле ВНИИБТ:

$$\lambda_{к.} = \frac{0,09}{(Re_{*к.})^{0,125}}. \quad (8.17)$$

Эта формула рекомендуется для  $Re_{*к.} < 8000$ . В области квадратичного трения ( $Re_{*к.} > 8000$ )  $\lambda_{к.} = 0,025$ .

### 8.6. Потери давления при ламинарном режиме течения степенной жидкости в заколонном пространстве

Методика расчета потерь давления при  $Q > Q_{к.кр}$  основана на формулах для трубного пространства (см. раздел 7.2) с последующей модификацией их с использованием понятия "гидравлического радиуса" (замена  $d$  в базовых формулах на  $D-d_n$ ).

Предлагается следующая последовательность расчетных действий.

Вначале оценивают режим движения, сравнивая  $Q$  с  $Q_{к.кр}$  (методика определения  $Q_{к.кр}$  степенной модели дана в разделе 8.7).

Искомые потери давления рассчитывают по формуле:

$$p_{к.} = 4 \cdot 12^n \left( \frac{2n+1}{3^n} \right)^n K \frac{v_{к.}^n}{(D-d_n)^{n+1}}. \quad (8.18)$$

Если вместо  $v_{к.}$  использовать расход  $Q$ , то потребуется формула:

$$p_{к.} = 2^{2+4n} K \left[ \frac{2n+1}{n} \frac{Q}{\pi(D+d_n)} \right]^n \frac{l}{(D-d_n)^{2n+1}}. \quad (8.19)$$

Обратим внимание на то обстоятельство, что способность степенной жидкости разжижаться ( $n < 1$ ) приводит к "запаздыванию" роста  $p_{к.}$  при увеличе-

нии  $Q$ . То же замечательное свойство стеной жидкости мы отмечали, когда получали расчетную формулу для случая течения в трубах.

Наконец, отдадим долг традиции и опишем методику определения  $p_k$  с помощью формулы Дарси-Вейсбаха. Для этого необходимо вычислить значение "приведенного"  $Re_{к.см}$  степенной жидкости по формулам:

$$Re_{к.см} = 192 \left( \frac{n}{2n+1} \right)^n \frac{\rho}{K} \left( \frac{Q}{\pi} \right)^{2-n} \frac{1}{(D-d_n)^{2-2n} (D+d_n)^{2-n}} \quad (8.20)$$

или

$$Re_{к.см} = 12^{1-n} \left( \frac{3n}{2n+1} \right)^n v_k^{2-n} (D-d_n)^n \frac{\rho}{K}, \quad (8.21)$$

а затем вычислить  $\lambda_k$  по формуле:

$$\lambda_k = \frac{96}{Re_{к.см}}. \quad (8.22)$$

То обстоятельство, что  $p_k$  определяют по формуле Дарси-Вейсбаха

$$p_k = \lambda_k \frac{8Q^2 l \rho}{\pi^2 (D-d_n)^3 (D+d_n)^2}, \quad (8.23)$$

вовсе не означает, что потери давления возрастают в квадрате от расхода  $Q$ . Дело в том, что в формуле (8.23) в скрытом виде  $Q$  присутствует в знаменателе в соответствии с формулой (8.22). В результате потери давления  $p_k$  будут теми же, что по формулам (8.18) или (8.19). Характер зависимости  $p_k$  от  $Q$  сохранится, и прирост  $p_k$  будет отставать от прироста  $Q$ , что должно только радовать.

### 8.7. Кризис ламинарного режима течения степенной жидкости в заколонном пространстве

Потери давления начнут стремительно возрастать при переходе в турбулентную область течения. Турбулизация потока в заколонном пространстве начнется при

$$Re_{к.кр} = \frac{4848}{f'(n)}, \quad (8.24)$$

где

$$f'(n) = \frac{(2n+1)^2}{n} \left( \frac{1}{2+n} \right)^{\frac{n+2}{n+1}}. \quad (8.25)$$

Для определения критического расхода  $Q_{к.кр}$  предлагается формула:

$$Q_{к.кр} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_n^2) \left[ \frac{Re_{к.кр} K \left( \frac{2n+1}{n} \right)^n}{12^{1-n} (D - d_n)^n \rho} \right]^{\frac{1}{2-n}}. \quad (8.26)$$

Если  $Q > Q_{к.кр}$ , то режим течения турбулентный.

### 8.8. Потери давления при турбулентном течении степенной жидкости в заколонном пространстве

Методика расчета аналогична таковой для случая течения в трубах.

В первую очередь вычисляют  $Re_{к.ст}$  по формулам (8.20) и (8.21). Затем –  $\lambda_k$  по формуле (8.17) с заменой  $Re_{*к}$  на  $Re_{к.ст}$ :

$$\lambda_k = \frac{0,09}{(Re_{к.ст})^{0,125}}.$$

Вполне допустимо применение упрощенной методики расчета, аналогичной описанной в разделе 7.3. Вначале вычисляют "последние" потери давления в ламинарной области при  $Q = Q_{к.кр}$ :

$$p_{к.кр} = 2^{2+4n} K \left[ \frac{2n+1}{n} \frac{Q_{к.кр}}{\pi(D+d_n)} \right]^n \frac{l}{(D-d_n)^{2n+1}}. \quad (8.27)$$

Потери давления в области  $Q > Q_{к.кр}$  определяют по формуле:

$$p_k = p_{к.кр} \left( \frac{Q}{Q_{к.кр}} \right)^{1,8}. \quad (8.28)$$

Последняя формула является сугубо эмпирической.

## 9. Потери давления, обусловленные наличием соединений труб (замков, муфт)

Бурильные трубы имеют замки, обсадные и насосно-компрессорные трубы – муфты. При прохождении соединений как внутри труб, так и в заколонном пространстве теряется энергия на преодоление гидравлических сопротивлений.

### 9.1. Потери давления в соединениях нефтепромысловых труб (внутри их)

В замках бурильных труб любых конструкций есть местные сужения и расширения. Это утверждение справедливо как для труб с навернутыми замками (рис. 9.1), так и для труб с приваренными замками. Наличие сужений вызывает изменения средней скорости движения потока в сторону увеличения, а в местах расширения канала, наоборот, наблюдается торможение потока. Всё это приводит к возникновению потерь давления, которые по своей природе являются типичными местными потерями.

Известно, что любые местные потери давления (за исключением "резкого расширения") определяются по формуле Вейсбаха:

$$p_m = \xi_m \frac{v_m^2 \rho}{2}, \quad (9.1)$$

где  $\xi_m$  – коэффициент местного сопротивления, определяемый экспериментально;

$v_m$  – средняя скорость потока в одном из произвольно выбранных характерных сечений местного сопротивления.

Поскольку  $v_m^2 \rho / 2$  – это гидродинамическое давление потока (аналог понятия "скоростной напор"), то получается, что потери давления измеряются в единицах (в масштабе) гидродинамического давления в одном из сечений местного сопротивления. Следовательно, величина  $\xi_m$  для данного конкретного сопротивления (в том числе замкового соединения) зависит от выбора  $v_m$ , поскольку величина  $p_m$  остается, естественно, без изменения.

Если самое "узкое" сечение в замке имеет диаметр  $d_o$  (рис. 9.1), а внутренний диаметр бурильных труб (до и после замка) равен  $d_e$ , то в качестве характерной скорости можно выбрать сечения с диаметрами либо  $d_o$ , либо  $d_e$ .

Одни и те же трубы в принципе могут оснащаться (и оснащаются) замками, имеющими разные  $d_o$ . В то же время диаметр  $d_e$  по сравнению с  $d_o$  более стабилен, более "консервативен", наконец, более известен. Поэтому целесообразно в качестве характерной скорости принять среднюю скорость по каналу трубы, то есть  $v_m = v_e$ .

Е.М. Курнев экспериментально установил, что с достаточной для практических расчетов точностью потери давления в любом замковом соединении бурильных труб, если в нём имеется сужение ( $d_o < d_e$ ), можно определить по формулам:

$$p_m = \xi_m \frac{v_e^2 \rho}{2}, \quad (9.2)$$

$$\xi_m = \left[ 0,15 + \left( 1 - \frac{d_o^2}{d_e^2} \right)^2 \right] \frac{d_e^4}{d_o^4}. \quad (9.3)$$

Таким образом, достаточно знать  $d_o$ ,  $d_e$ ,  $v_e$ , чтобы однозначно вычислить дополнительные потери давления, обусловленные наличием соединения.

Несмотря на очевидную завершенность вопроса, попробуем взглянуть на проблему несколько нетрадиционно.

Представляется целесообразным потери давления в соединениях определять в долях от линейных потерь в трубах между соединениями.

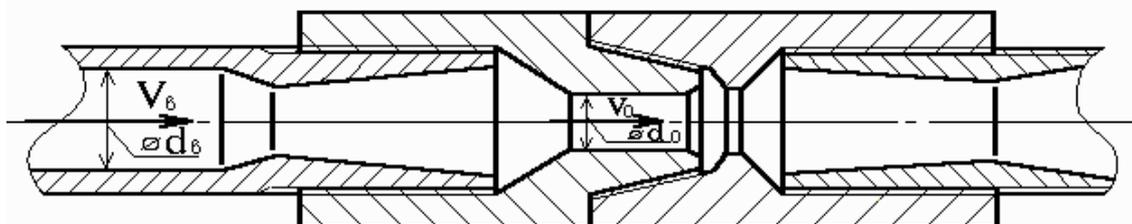


Рис. 9.1. Соединение бурильных труб с помощью навернутых замков

На одну трубу ("одиночку") приходится одно соединение. Следовательно, общие потери давления  $p_m$  на длине одной трубы будут равны сумме линейных  $p_e$  и местных  $p_m$  потерь давления:

$$p_m = p_e + p_m. \quad (9.4)$$

Если принять, что буровая промывочная жидкость движется в трубах в области квадратичного трения ( $\lambda_e = const$ ), то получим:

$$p_m = \lambda_e \frac{l_o}{d_e} \frac{v_e^2}{2} \rho + \xi_m \frac{v_e^2}{2} \rho, \quad (9.5)$$

где  $l_o$  – длина одной стандартной трубы.

Введем новое понятие: коэффициент  $K_m$ , измеряющий общие потери давления в трубе в долях от линейных

$$K_m = \frac{p_m}{p_e} = \frac{p_e + p_m}{p_e} = 1 + \frac{p_m}{p_e}. \quad (9.6)$$

Совершенно очевидно, что для любых труб, где есть местные потери в соединениях,  $K_m > 1$ .

Подставим в выражение (9.6) значения  $p_m$  и  $p_e$ :

$$K_m = 1 + \frac{\xi_m d_g}{\lambda_g l_o} \quad (9.7)$$

Для квадратичной области можно принять  $\lambda_g = 0,02$ , тогда

$$K_m = 1 + \frac{\xi_m d_g}{0,02 l_o} \quad (9.8)$$

Величину  $\lambda_g$  мы условились принять постоянной, а величина  $l_o$  определяется стандартом на бурильные трубы. Поскольку для каждого конкретного стандартного замкового соединения  $d_o$  известно, то получается, что величина  $K_m$  однозначно характеризует стандартную бурильную трубу с точки зрения соотношения линейных и местных сопротивлений. А это означает, что и  $K_m$  становится "стандартной" характеристикой стандартной трубы. Использование коэффициента  $K_m$  существенно упрощает определение общих потерь давления в бурильной колонне:

$$p_m = \lambda_g \frac{l}{d_g} \frac{v_g^2}{2} \rho K_m \quad (9.9)$$

Если окажется, что фактическое значение  $\lambda_g$  существенно отличается от 0,02, а фактическая длина "одиночки"  $l_{o,ф}$  не равна стандартной длине  $l_o$ , то можно легко пересчитать стандартное значение  $K_m$  на фактические условия по формуле:

$$K_{mф} = (K_m - 1) \frac{0,02 l_o}{\lambda_{гф} l_{оф}} + 1 \quad (9.10)$$

При структурном режиме движения следует умножать на  $K_m$  не все потери, а только ту часть потерь, которые зависят от  $Q$  (первый член формулы Бингама).

В обсадных и насосно-компрессорных трубах, а также в соединениях некоторых конструкций бурильных труб (например, типа ТБНК) канал имеет местное расширение. В таких случаях можно принять  $K_m = 1,05$ .

## 9.2. Потери давления при "обтекании" соединений труб в заколонном пространстве

При прохождении замков или муфт в заколонном пространстве (рис. 9.2) буровой раствор, приближающийся к соединению со средней скоростью  $v_{км}$ , входя в меньший зазор между скважиной и замком (муфтой), получает новую (большую) скорость  $v_{км}$ , которую вновь затем теряет, входя в зазор между скважиной и телом трубы.

Нетрудно заметить, что жидкость проходит три вида сопротивлений:

- местные при резком сужении при входе в зазор за замками (муфтой);
- линейные на участке длины замка;
- местные при резком расширении кольцевого канала.

Проведем два сечения (рис. 9.2). Сечение 1-1 разместим перед входом в узкий зазор, а сечение 2-2 – после прохождения места резкого расширения потока. Составим уравнение Бернулли для этих двух сечений, пренебрегая первым членом уравнения:

$$p_1 + \frac{v_{кт}^2}{2} \rho = p_2 + \frac{v_{км}}{2} \rho + p_{1-2}, \quad (9.11)$$

где  $p_{1-2}$  – потери давления на участке от сечения 1-1 до сечения 2-2.

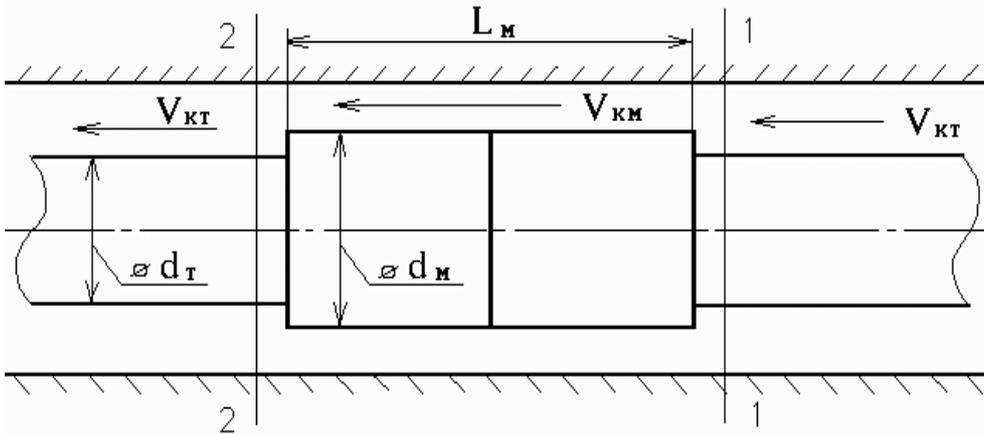


Рис. 9.2. Форма заколонного пространства в месте соединений труб

Из уравнения (9.11) следует, что

$$p_1 - p_2 = p_{1-2}. \quad (9.12)$$

Потери давления  $p_{1-2}$  равны сумме названных выше трех видов сопротивлений. Потери при резком сужении:

$$p_{рс} = \xi_{рс} \frac{v_{км}^2 - v_{кт}^2}{2} \rho. \quad (9.13)$$

Линейные потери, как известно, зависят от режима течения, поэтому ограничимся тем, что обозначим их через  $p_{лм}$ .

Потери давления при резком расширении определим по известной формуле Борда:

$$p_{рр} = \frac{(v_{км} - v_{кт})^2}{2} \rho. \quad (9.14)$$

В результате имеем (обозначим общие потери через  $p_{км}$ ):

$$p_{км} = \xi_{рс} \frac{v_{км}^2 - v_{кт}^2}{2} \rho + \frac{(v_{км} - v_{кт})^2}{2} \rho + p_{лм}. \quad (9.15)$$

Пользуясь уравнением неразрывности

$$v_{км} f_{км} = v_{кт} f_{кт},$$

где  $f_{км}$  и  $f_{кт}$  – соответственно площади сечения зазоров за замками и трубами, выразим  $v_{кт}$  через  $v_{км}$ . Тогда (9.15) преобразуется к виду:

$$\begin{aligned} p_{км} &= \xi_{рс} \frac{v_{км}^2}{2} \rho - \xi_{рс} \frac{v_{км}^2}{2} \rho + \frac{v_{км}^2}{2} \rho - v_{км} v_{кт} \rho + \frac{v_{кт}^2}{2} \rho + p_{лм} = \\ &= \xi_{рс} \frac{v_{км}^2}{2} \rho - \xi_{рс} \frac{v_{км}^2 f_{км}^2 \rho}{2 f_{кт}^2} + \frac{v_{км}^2}{2} \rho + \frac{v_{км}^2 f_{км}}{f_{кт}} \rho + \frac{v_{км}^2 f_{км}^2}{2 f_{кт}^2} \rho + p_{лм} = \\ &= \frac{v_{км}^2}{2} \rho (\xi_{рс} + 1) - \frac{v_{км}^2 f_{км}^2 \rho}{2 f_{кт}^2} (\xi_{рс} - 1) + \frac{v_{км}^2 f_{км}}{f_{кт}} + p_{лм}. \end{aligned}$$

Представим выражение  $\xi_{рс} - 1$  как  $\xi_{рс} + 1 - 2$ . Вспомним (из курса общей гидравлики), что

$$\xi_{рс} + 1 = \frac{1}{\mu_{рс}^2}, \quad (9.16)$$

где  $\mu_{рс}$  – коэффициент расхода резкого сужения.

Тогда

$$\begin{aligned} p_{км} &= \frac{v_{км}^2 \rho}{2 \mu_{рс}^2} - \frac{v_{км}^2 f_{км}^2 \rho}{2 f_{кт}^2} \left( \frac{1}{\mu_{рс}^2} - 2 \right) + \frac{2 v_{км}^2 f_{км}}{2 f_{кт}} \rho + p_{лм} = \\ &= \frac{v_{км}^2 \rho}{2} \left[ \frac{1}{\mu_{рс}^2} - \frac{f_{км}^2}{f_{кт}^2} \left( \frac{1}{\mu_{рс}^2} - 2 \right) - \frac{2 f_{км}}{f_{кт}} \right] + p_{лм}. \end{aligned}$$

В первом приближении  $\mu_{рс} = 0,88 \dots 0,90$ . Тогда  $1/\mu_{рс} \approx 1,25$ .

В результате получим формулу:

$$p_{км} = \frac{v_{км}^2 \rho}{2} \left[ 1,25 + \frac{f_{км}}{f_{кт}} \left( 0,75 \frac{f_{км}}{f_{кт}} - 2 \right) \right] + p_{лм}. \quad (9.17)$$

Если  $v_{км}$  выразить через  $Q$ , а сечения  $f_{км}$  и  $f_{кт}$ , в свою очередь, через диаметры, то получим расчетную формулу для колонны длиной  $l$  при длине каждой трубы  $l_o$ :

$$p_{км} = \left\{ \frac{8 Q^2 \rho}{\pi^2 (D^2 - d_m^2)} \left[ 1,25 + \frac{D^2 - d_m^2}{D^2 - d_m^2} \left( 0,75 \frac{D^2 - d_m^2}{D^2 - d_m^2} \right) \right] + p_{лм} \right\} \frac{l}{l_o}. \quad (9.18)$$

Линейные потери давления  $p_{лм}$  на длине одного замка  $l_m$  определяют с учетом модели жидкости и режима течения по описанным в разделе 6 методикам. Порядок расчетов при этом традиционный. Вначале определяют  $Q_{к.кр}$ , затем по соотношению  $Q$  и  $Q_{к.кр}$  определяют режим движения и выбирают соответствующую расчетную формулу для определения  $p_{лм}$ .

## 10. Перепад давления в промывочной системе долот

Как известно, существуют две разновидности промывочной системы долот: гидромониторная, при которой формируются достигающие забоя затопленные высокоскоростные струи, и негидромониторная, примером которой являются долота с так называемой "центральной" промывкой или алмазные долота. И те, и другие для обеспечения очистки забоя требуют "разгона" потока до некоторой скорости, на что необходимо иметь определенный перепад давления. С чисто гидравлической точки зрения промывочный узел долот является типичным местным сопротивлением, где присутствует ускорение скорости потока на участке сужения с приращением кинетической энергии потока в узком сечении с последующей потерей этой энергии после прохождения промывочного узла. Строго говоря, здесь перепад давления на долоте тут же теряется на нагревание потока в результате интенсивного перемешивания жидкости, в этом смысле следовало бы говорить о потере давления на долоте, а не о перепаде давления. Но все дело в том, что жидкость, проходя промывочную систему долот, совершает несомненную полезную работу по очистке забоя и долота, мера которой тем больше, чем больше перепад давления.

### 10.1. Методика расчета перепада давления на долоте

Промывочный узел любого шарошечного долота состоит из участка, где поток ускоряет свое движение (плавное или резкое сужение) и участка свободного истечения (струйного) течения. Таким образом, происходит превращение потенциальной энергии (перепада давления) в кинетическую энергию потока. Любое превращение энергии, как известно, сопровождается потерями.

Если условно кинетическую энергию струи считать "полезной", то потери энергии будут сосредоточены на участке сужения потока. Тогда перепад давления на долоте можно выразить уравнением:

$$p_d = \xi_d \frac{v_o^2}{2} \rho + \frac{v_o^2}{2} \rho, \quad (10.1)$$

где  $\xi_d$  – коэффициент местных сопротивлений промывочной системы долота на участке сужения потока;

$v_o$  – характерная скорость в одном из сечений местного сопротивления; в данном случае – это скорость в самом узком сечении промывочного канала.

Первое слагаемое – это безвозвратные потери давления на "разгон" потока, а второе – "полезная" часть приобретенной энергии, которую буровик надеется с пользой употребить на очистку забоя или долота от шлама.

Представим формулу (10.1) несколько иначе.

$$p_d = \frac{v_o^2}{2} \rho (\xi_d + 1). \quad (10.2)$$

Выражение в скобках принято обозначать соотношением (это мы делали и в разделе 9):

$$\xi_{\text{д}} + 1 = \frac{1}{\mu_{\text{д}}^2}, \quad (10.3)$$

где  $\mu_{\text{д}}$  – коэффициент расхода промывочного узла долота.

Тогда:

$$p_{\text{д}} = \frac{v_{\text{д}}^2 \rho}{2\mu_{\text{д}}^2}. \quad (10.4)$$

Если выразить  $v_{\text{д}}$  через  $Q$ , а суммарное сечение промывочных каналов долота обозначить через  $f_{\text{д}}$ , то получим формулу, пригодную для долот любого типа:

$$p_{\text{д}} = \frac{Q^2 \rho}{2\mu_{\text{д}}^2 f_{\text{д}}^2}. \quad (10.5)$$

Для гидромониторных долот, оснащенных одинаковыми по диаметру отверстий  $d_{\text{д}}$  насадками в количестве  $z$  штук, удобно пользоваться формулой:

$$p_{\text{д}} = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d_{\text{д}}^2 z^2 \mu_{\text{д}}^2}. \quad (10.6)$$

Коэффициент расхода  $\mu_{\text{д}}$  характеризует степень гидродинамического совершенства промывочного узла конкретного долота, величина  $\mu_{\text{д}}^2$  – это, по существу, к.п.д. превращения удельной энергии  $p_{\text{д}}$  в кинетическую энергию струй  $v_{\text{д}}^2 \rho / 2$ . Поэтому  $\mu_{\text{д}}$  всегда меньше 1. Каждое долото, строго говоря, имеет свое конкретное значение  $\mu_{\text{д}}$ . Величину  $\mu_{\text{д}}$  гидромониторного долота, оснащенного конкретными насадками, можно точно рассчитать. Получению расчетной формулы для определения  $\mu_{\text{д}}$  посвящен следующий подраздел.

## 10.2. Влияние подводящего канала на потери давления в промывочных каналах гидромониторных долот

На рис. 10.1 показана стандартная схема установки, герметизации и крепления сменной износостойкой гидромониторной насадки в корпусе долота.

Поток промывочной жидкости, распределяясь по промывочным отверстиям, попадает вначале в подводящий канал 1 с диаметром  $d_n$ , а затем – в плавно сужающуюся насадку 2 с выходным отверстием  $d_{\text{д}}$ .

Проведем два сечения. Начальное сечение *I-I* разместим перед входом в подводящий канал, а сечение *II-II* совместим с выходным сечением насадки.

Если пренебречь разницей в отметках  $z_1$  и  $z_2$ , то уравнение Бернулли для указанных сечений будет иметь вид:

$$p_1 - \frac{v_1^2 \rho}{2} = p_2 + \frac{v_2^2 \rho}{2} + p_{1-2}, \quad (10.7)$$

где  $p_{1-2}$  – потери давления на участке от первого сечения до второго.

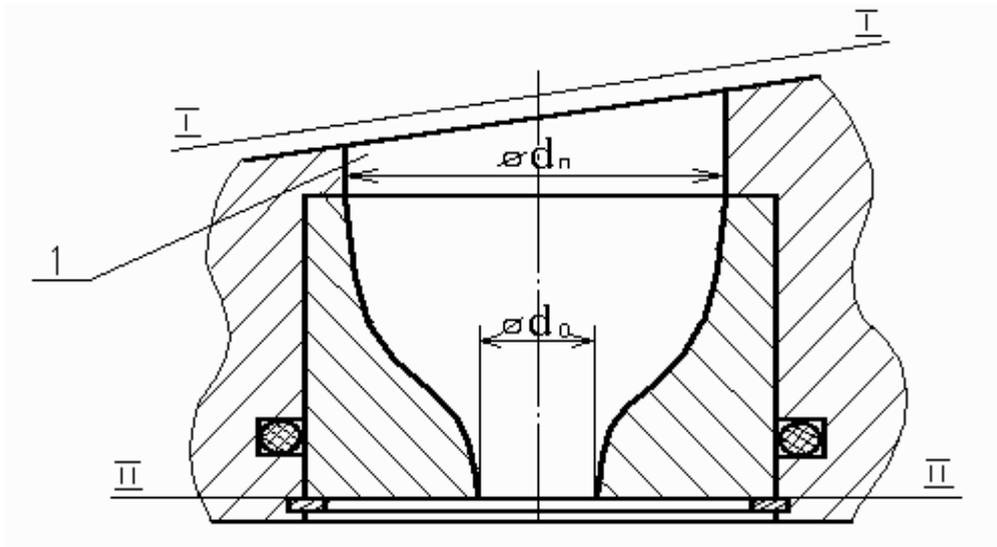


Рис. 10.1. Насадка гидромониторного долота

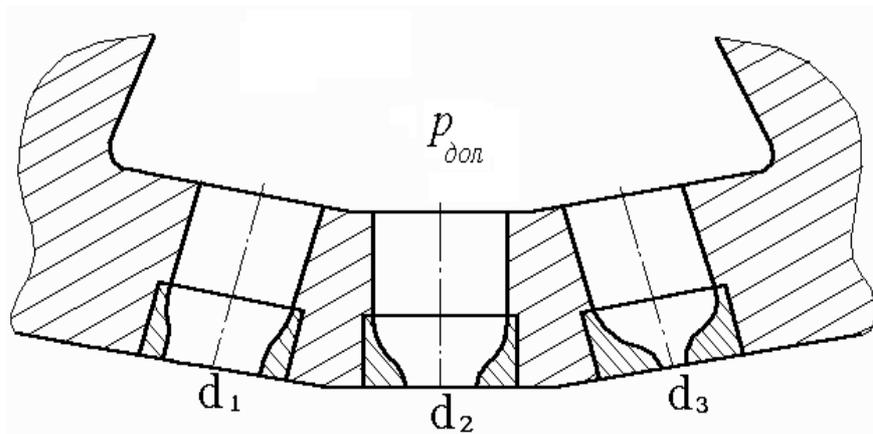


Рис. 10.2. Схема промывочного узла гидромониторного долота

Скорость  $v_1$  несоизмеримо мала по сравнению со скоростью в сечении II-II, и поэтому ею можно пренебречь. Скорость  $v_2$  равна начальной скорости струи  $v_o$ . Потери давления  $p_{1-2}$  равны сумме местных потерь давления: на входе в подводящий канал (резкое сужение) и в насадке (плавное сужение). По определению (обозначим коэффициенты местных сопротивлений соответственно  $\xi_n$  и  $\xi_n$ ):

$$p_{1-2} = \xi_n \frac{v_n^2 \rho}{2} + \xi_n \left( \frac{v_o^2 \rho}{2} - \frac{v_n^2 \rho}{2} \right). \quad (10.8)$$

Как видим, для каждого местного сопротивления принята своя характерная скорость.

Подставим (10.8) в (10.7):

$$p_1 - p_2 = \frac{v_o^2 \rho}{2} + \xi_n \frac{v_n^2 \rho}{2} + \xi_n \frac{v_o^2 \rho}{2} - \xi_n \frac{v_n^2 \rho}{2}. \quad (10.9)$$

Из условия неразрывности потока

$$v_o f_o = v_n f_n$$

имеем:

$$v_n = v_o f_o / f_n,$$

где  $f_n$  и  $f_o$  – площади сечения соответственно подводющего канала и насадки. Подставим последнее выражение в уравнение (10.9), помня о том, что  $p_1 - p_2 = p_\delta$  – общий перепад давления на промывочном канале:

$$\begin{aligned} p_\delta &= \frac{v_o^2 \rho}{2} + \xi_n \frac{v_o^2 \rho}{2} + \xi_n \frac{v_o^2 f_o^2 \rho}{2 f_n^2} - \xi_n \frac{v_o^2 f_o^2 \rho}{2 f_n^2} = \\ &= \frac{v_o^2 \rho}{2} \left( 1 + \xi_n + \xi_n \frac{f_o^2}{f_n^2} - \xi_n \frac{f_o^2}{f_n^2} \right) = \frac{v_o^2 \rho}{2} \left[ 1 + \xi_n + \frac{f_o^2}{f_n^2} (\xi_n - \xi_n) \right]. \end{aligned}$$

К выражению в круглых скобках добавим и убавим 1. Тогда:

$$p_\delta = \frac{v_o^2 \rho}{2} \left[ 1 + \xi_n + \frac{f_o^2}{f_n^2} (\xi_n - 1 - (\xi_n + 1)) \right]. \quad (10.10)$$

С учётом того, что  $1 + \xi = 1/\mu^2$  (с соответствующими индексами), имеем:

$$p_\delta = \frac{v_o^2 \rho}{2} \left[ \frac{1}{\mu_n^2} + \frac{f_o^2}{f_n^2} \left( \frac{1}{\mu_n^2} - \frac{1}{\mu_n^2} \right) \right]. \quad (10.11)$$

Введём

$$\alpha = \frac{f_o}{f_n} = \frac{d_o^2}{d_n^2}.$$

Тогда получим

$$p_\delta = \frac{v_o^2 \rho}{2} \left( \frac{1}{\mu_n^2} + \frac{\alpha^2}{\mu_n^2} - \frac{\alpha^2}{\mu_n^2} \right).$$

Окончательно

$$p_\delta = \frac{v_o^2 \rho}{2} \left( \frac{1 - \alpha^2}{\mu_n^2} + \frac{\alpha^2}{\mu_n^2} \right). \quad (10.12)$$

Сравним эту формулу с формулой (10.4). Легко обнаружить, что

$$\begin{aligned} \frac{1}{\mu_\delta^2} &= \frac{1 - \alpha^2}{\mu_n^2} + \frac{\alpha^2}{\mu_n^2}, \\ \frac{1}{\mu_\delta^2} &= \frac{\mu_n^2 - \alpha^2 \mu_n^2 + \alpha^2 \mu_n^2}{\mu_n^2 \mu_n^2}, \end{aligned}$$

$$\mu_{\partial} = \frac{\mu_n \mu_n}{\sqrt{\mu_n^2 + \alpha^2 (\mu_n^2 - \mu_n^2)}}. \quad (10.13)$$

Эта формула справедлива для случая применения на долоте одинаковых по диаметру отверстий насадок.

Величины коэффициентов расхода  $\mu_n$  и  $\mu_n$  хорошо известны.

Экспериментально установлено [1], что величина  $\mu_n$  равна:

– 0,7, если из долота удалены гидромониторные насадки и промывочный канал представляет собой, по существу, диафрагму с диаметром отверстия, равным диаметру подводящего канала;

– 0,82, если насадка в долоте установлена, но диаметр отверстия насадки равен диаметру подводящего канала, что имитирует наличие длинного подводящего канала, а не короткого, что имеет место в реальных долотах.

Многочисленные гидравлические испытания насадок [1] показали, что у насадок с плавным оформлением проточной части, например коноидальных,  $\mu_n=0,985$ .

С учетом взаимовлияния насадки и подводящего канала в отношении коэффициента расхода следует принять вариант  $\mu_n = 0,82$ .

Если в формулу (10.13) подставить  $\mu_n = 0,82$ ,  $\mu_n=0,985$ , то получим формулу:

$$\mu_{\partial} = \frac{1}{\sqrt{1,052 + 0,435\alpha^2}}. \quad (10.14)$$

Вспомним, что

$$\alpha = \frac{f_o}{f_n} = \frac{d_o^2}{d_n^2}.$$

Подставим в (10.14)

$$\mu_{\partial} = \frac{1}{\sqrt{1,052 + 0,435 \frac{d_o^2}{d_n^2}}}. \quad (10.15)$$

Величину  $d_n$  изменить в условиях буровой невозможно, поскольку это предопределено конструкцией долота. Из формулы (10.13) следует, что  $d_n$  должен быть по возможности больше, так как в этом случае  $\mu_{\partial}$  будет больше (а это всегда выгодно). Но, к сожалению, изменять  $d_n$  в нужном направлении (повторяем) технологически недоступно. С другой стороны, уменьшение  $d_o$ , что доступно технологически (при  $d_n = const$ ), тоже выгодно, потому что в этом случае тоже будет расти  $\mu_{\partial}$ . Следовательно, применение насадок с меньшим  $d_o$  энергетически предпочтительно, так как при этом уменьшается относительная доля потерь давления на входе в подводящий канал в общем перепаде давления на долоте. Более конкретный пример. Предположим, что на первом долоте установлены 3 насадки, а на втором 2, при-

чем суммарное сечение отверстий насадок в обоих случаях одинаково. Это означает, что во втором случае будут установлены насадки с большим  $d_o$ , чем в первом. Вследствие этого  $\mu_o$  во втором случае уменьшится. Увеличится несколько при этом  $p_\partial$  (как следствие уменьшения  $\mu_o$ ), хотя скорость течения струи из насадок  $v_o$  останется без изменения. Впрочем, надо оговориться, что выгоду оцениваем сугубо с энергетической точки зрения, а не с технологической.

С учетом (10.15) формулу (10.14) можно преобразовать к виду:

$$p_\partial = \frac{v_o^2 \rho}{2} \left( 1,052 + 0,435 \frac{d_o^4}{d_n^4} \right).$$

Выразим  $v_o$  через  $Q$  и  $f_o = \frac{z \pi d_o^2}{4}$  (где  $z$  – число насадок):

$$p_\partial = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d_o^2 z^2} \left( 1,052 + 0,435 \frac{d_o^4}{d_n^4} \right). \quad (10.16)$$

Решим это уравнение относительно  $d_o$ :

$$d_o = \left( \frac{8,42Q^2 \rho}{p_\partial \pi^2 z^2 - 3,5 \frac{Q^2 \rho}{d_n^4}} \right)^{0,25}. \quad (10.17)$$

По этой формуле следует определять  $d_o$  при известных  $Q$ ,  $\rho$ ,  $d_n$  и заданных  $p_\partial$  и  $z$ .

### 10.3. Расчет коэффициента расхода промывочного узла и распределение жидкости между насадками с различными диаметрами отверстий

На рис. 10.2 показана схема размещения в долоте трех насадок разного диаметра ( $d_1 > d_2 > d_3$ ). Диаметры подводящих каналов  $d_n$  у всех трех каналов одинаковы. Следовательно, в соответствии с формулой (10.15) коэффициенты расхода у всех трех промывочных каналов будут разными ( $\mu_1 < \mu_2 < \mu_3$ ).

Истечение из всех насадок происходит под действием одного и того же перепада давления  $p_\partial$ . Если известен коэффициент расхода промывочного канала  $\mu_i$  и площадь сечения  $f_i$ , то расход через отверстие будет равен:

$$Q_i = \mu_i f_i \sqrt{\frac{2p_\partial}{\rho}}. \quad (10.18)$$

Если выразить сечение через диаметр, то формула преобразуется к виду:

$$Q_i = 1,111 \mu_i d_i^2 \sqrt{\frac{p_\partial^*}{\rho}}. \quad (10.18)'$$

Предположим, что известен коэффициент расхода промывочной системы долота  $\mu_\partial$ , тогда в соответствии с формулой (10.5)

$$Q = \mu_\partial f_\partial \sqrt{\frac{2p_\partial}{\rho}} = (\sum f_i) \mu_\partial \sqrt{\frac{2p_\partial}{\rho}}.$$

По условию  $Q = \sum Q_i$ , следовательно,

$$(\sum f_i) \mu_\partial \sqrt{\frac{2p_\partial}{\rho}} = (\sum f_i \mu_i) \sqrt{\frac{2p_\partial}{\rho}}.$$

После сокращения имеем:

$$\mu_\partial = \frac{\sum_{i=1}^z (f_i \mu_i)}{\sum_{i=1}^z f_i} \quad (10.19)$$

или:

$$\mu_\partial = \frac{\sum_{i=1}^z (d_i^2 \mu_i)}{\sum_{i=1}^z d_i^2}. \quad (10.20)$$

Расход жидкости через любую насадку вычисляется по формуле (10.18) или (10.18)'.  
(10.18)'

Разделим расход  $Q$  на  $f_i$  в формуле (10.18), чтобы найти скорость истечения  $v_i$  из отдельно взятых насадок:

$$v_i = \mu_i \sqrt{\frac{2p_\partial}{\rho}}. \quad (10.21)$$

Из этой формулы видно, что при  $d_n = const$  скорость истечения будет меньше там, где больше  $d_{oi}$  (разумеется, при  $p_\partial = const$ ), так как в соответствии с формулой (10.15) с увеличением  $d_{oi}$  значение  $\mu_i$  уменьшается. С наибольшей скоростью жидкость будет истекать из насадки с наименьшим диаметром отверстия. Разница между скоростями истечения из насадок разного диаметра может быть не очень большой, и она будет тем больше, чем меньше  $d_n$ .

В заключение заметим, что методики расчётов  $\mu_i$ ,  $\mu_\partial$  и  $p_\partial$  не зависят от реологической модели жидкости.

## 11. Потери давления в манифольде (в обвязке насосов), перепад давления в турбобуре

### 11.1. Расчет потерь и перепадов давления

Указанные потери (перепады) давления определяются по формуле:

$$p_{трб} = A\rho Q^2. \quad (11.1)$$

Стендовые испытания турбобуров показывают, что зависимость  $p$  от  $Q$  квадратичная практически на всем диапазоне изменения  $Q$ . Величина  $A$  зависит от типа турбинок в секции, числа секций турбобура, диаметра турбобура. Вычислить  $A$  легко, если воспользоваться имеющейся во многих справочниках таблицей, в которой приводятся результаты гидравлического испытания конкретного турбобура в виде измеренных перепадов давлений при различных расходах  $Q$ . Для этого достаточно выбрать какую-нибудь пару значений  $p_{трб}$  и  $Q_{табл}$  и найти  $A_{трб}$  из формулы (11.1):

$$A_{трб} = \frac{p_{трб}}{\rho Q_{табл}^2}. \quad (11.2)$$

Величина  $\rho$  обычно специально оговаривается в таблице. Дело в том, что турбобуры испытываются в стендовых условиях либо при промывке водой, либо глинистым раствором известной плотности.

### 11.2. Определение коэффициента $A$ обвязки буровых насосов (насосных агрегатов) в условиях буровой

Характер зависимости между  $p$  и  $Q$  преимущественно тоже квадратичный в связи с тем, что обвязка насосов (манифольд) состоит из поворотов, тройников, задвижек, а также шланга, вертлюга и квадратной (ведущей) трубы, где режим движения почти всегда турбулентный.

Величину  $A_{обв}$  можно определить в условиях буровой экспериментально. Для этого нужно опустить ведущую трубу в ротор (без бурильных труб) и включить один или оба буровых насоса. По числу ходов в минуту определить расход. Зафиксировать показание манометра на насосе (насосах), измерить плотность бурового раствора  $\rho$ . Искомая величина  $A_{обв}$  определяется по формуле (11.2).

Аналогично можно определить в условиях буровой и  $A_{трб}$ , если предварительно проведен эксперимент по вычислению  $A_{обв}$ . Для этого необходимо накрутить на турбобур ведущую трубу и, включив насосы, прокачать через турбобур жидкость с известной подачей  $Q$ . Искомая величина определяется по формуле:

$$A_{трб} = \frac{p_n - A_{обв}\rho Q^2}{\rho Q^2}, \quad (11.3)$$

где  $p_n$  – показание манометра на насосах.

В Приложении (Листы 1...10) приведены алгоритмы (блок-схемы) расчетов потерь и перепадов давления в циркуляционной системе скважины при промывке вязкими, вязкопластичными и псевдопластичными жидкостями.

## 12. Гидравлическая характеристика скважины и совмещение ее с гидравлической характеристикой насосных агрегатов

### 12.1. Гидравлическая характеристика скважины

Под гидравлической характеристикой скважины обычно понимают представленные графически три зависимости :

- изменение потерь давления  $p_k$  в заколонном пространстве от расхода  $Q$ ;
- аналогичная зависимость потерь давления в циркуляционной системе в целом  $p_n$  (без учета перепадов давления на долоте и турбобуре, если последний имеется);
- зависимость давления на насосе  $p_n$  от расхода  $Q$  .

Нет нужды доказывать, что вторая зависимость включает в себя первую, а последняя – вторую.

При использовании ВПЖ (рис. 12.1) зависимость  $p_k = f(Q)$  до достижения  $Q_{кр}$  будет практически линейной (линия 1). При  $Q > Q_{кр}$  (хотя бы на одном из участков кольцевого пространства) начнется турбулентный режим, и потери давления начнут расти быстрее, чем  $Q$  . В связи с тем, что  $\tau_o > 0$ , график  $p_k = f(Q)$  начинается не с нуля, а с  $p_{o.k}$ .

Сложнее обстоит дело с суммарными потерями давления в циркуляционной системе, включающими в себя потери в трубах, в кольцевом пространстве и манифольде (линия 2). Здесь невозможно говорить о типичности линии, отражающей зависимость  $p_n = f(Q)$  . Дело в том, что турбулентный режим внутри труб начинается, как правило, раньше, чем в затрубном пространстве; в УБТ – раньше, чем в бурильных трубах, а в манифольде, как уже отмечалось, режим движения всегда турбулентный. Для этой линии, которая всегда так же, как и предыдущая, начинается с  $p_{o.n} > 0$ , характерна большая "квадратичность".

Если к потерям  $p_n$  добавить перепады давления  $p_d$  и  $p_{трб}$  (если турбобур введен в состав колонны труб), то получится линия 3, являющаяся гидравлической характеристикой скважины в целом. Обычно  $p_d$  и  $p_{трб}$  превышают существенно  $p_n$  .

Совершенно очевидно, что гидравлическая характеристика скважины постоянно меняется по мере углубления скважины. Иначе говоря, для каждой конкретной глубины имеется свой набор зависимостей  $p_k = f(Q)$ ,  $p_n = f(Q)$ ,  $p_n = f(Q)$ . Иными становятся функции при существенном изменении технологических (особенно реологических и плотности  $\rho$ ) параметров. Внесение изменений в компоновку бурильной колонны или изменение диаметра скважины немедленно отразится на гидравлической характеристике.

Очень полезно периодически "снимать" гидравлическую характеристику скважины при не менее чем трех (или более) фиксированных подачах насоса (насосов). Советуем не забывать при этом записать "остаточное" давление на

насосах (после остановки насосов, но до открытия пусковой задвижки). Величина  $p_{o.n}$  дает возможность оценить величину  $\tau_0$  в реальных условиях бурения.

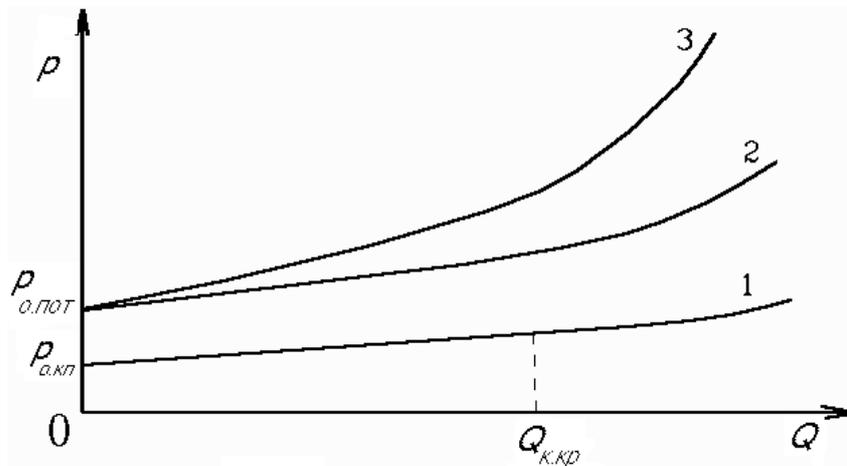


Рис. 12.1. Общий вид зависимостей  $p(Q)$  при промывке скважины вязкопластичной жидкостью: 1 – потери давления в заколонном пространстве; 2 – суммарные потери давления (сумма потерь в трубах и в заколонном пространстве); 3 – давление на насосах

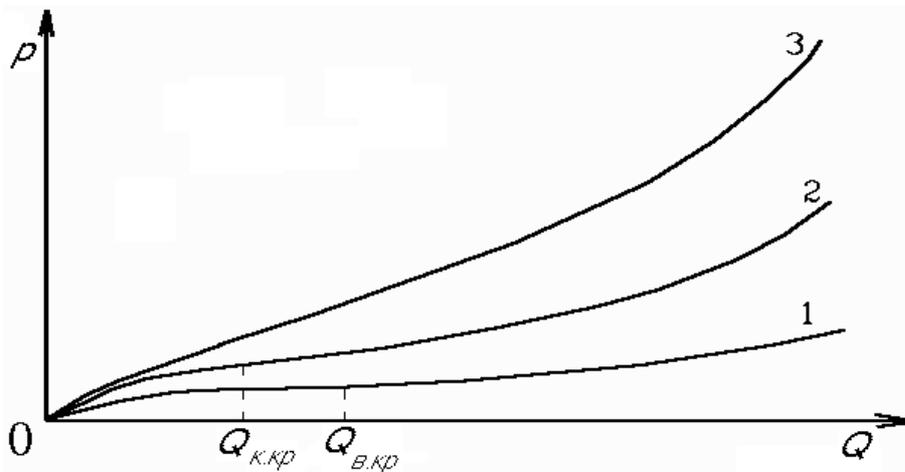


Рис. 12.2. Общий вид зависимостей  $p(Q)$  при промывке скважины псевдопластичной жидкостью: 1 – потери давления в заколонном пространстве; 2 – суммарные потери давления (сумма потерь в трубах и в заколонном пространстве); 3 – давление на насосах

Если жидкость при течении "подчиняется" псевдопластичной (степенной) модели (ППЖ), то гидравлическая характеристика будет заметно отличаться от таковой для ВПЖ (рис. 12.2). Как известно (об этом мы говорили в разделах 5 и 6), при ламинарном движении степенной жидкости, имеющей показатель нелинейности  $n < 1$ , зависимость  $p = f(Q)$  будет соответствовать линии 1 (заколонное пространство) на рис. 12.2. Все линии, в том числе линия давления на насосе, берут начало в точке 0, поскольку ППЖ не имеет начальной прочности ( $\tau_0 = 0$ ).

## 12.2. Гидравлическая характеристика насосных агрегатов

Гидравлическая характеристика насоса (насосов) – это зависимость между расходом (подачей насоса) и предельным давлением, которое может развить данный насосный агрегат.

Насосный агрегат может быть представлен одним, двумя и большим числом насосов (буровых, цементировочных и т.п.). Каждый насос или группа насосов имеет конкретную мощность привода (дизели, электродвигатели).

Буровые насосы обычно поршневые. При фиксированном числе двойных ходов подача насосов может меняться только заменой диаметра поршней. Такая ситуация характерна для электропривода с асинхронными или синхронными электродвигателями.

На рис. 12.3 показана гидравлическая характеристика одного и двух буровых насосов У8-6М. В координатах " $p_{\text{дон}} - Q$ " строго в масштабе нанесены гидравлические характеристики насосных агрегатов по их теоретической подаче (при коэффициенте наполнения  $\beta_n$ , равном 1), а на них выделены точки (и линии), соответствующие разным диаметрам втулок (от 190 до 130 мм), расходы и предельно допустимые давления. Например, насосный агрегат из одного насоса на втулках (поршне) диаметром 170 мм обеспечивает подачу в количестве 35,6 дм<sup>3</sup>/с при предельно допустимом давлении 14,3 МПа.

При использовании двух насосов, естественно, подача удваивается, но в обоих случаях насосный агрегат при указанных поршнях (втулках) не может развить давление более 14,3 МПа. Предел давления обусловлен установленной мощностью и механической прочностью поршневой группы и трансмиссии. Легко доказать, что произведение подачи на соответствующее предельно допустимое давление есть величина постоянная и по физическому смыслу равно установленной мощности (без учета размерностей):

$$N = p_{\text{дон}} Q, \quad (12.1)$$

$$p_{\text{дон}} = N / Q. \quad (12.2)$$

Зависимость (12.2) – это гипербола. Если бы было бесконечное число стандартных размеров цилиндрических втулок у поршневых насосов, то их гидравлическая характеристика представляла бы собой гиперболу. В реальной практике число стандартных размеров втулок ограничено (например, у насоса У8-6М их семь). Это означает, что при жестком электроприводе один насос может подавать 7 фиксированных расходов (от 19,7 до 46 дм<sup>3</sup>/с). Иначе говоря, гидравлическая характеристика насоса У8-6М представляет собой совокупность 7 точек, лежащих на гиперболической кривой, отражающей предельные возможности данного насосного агрегата.

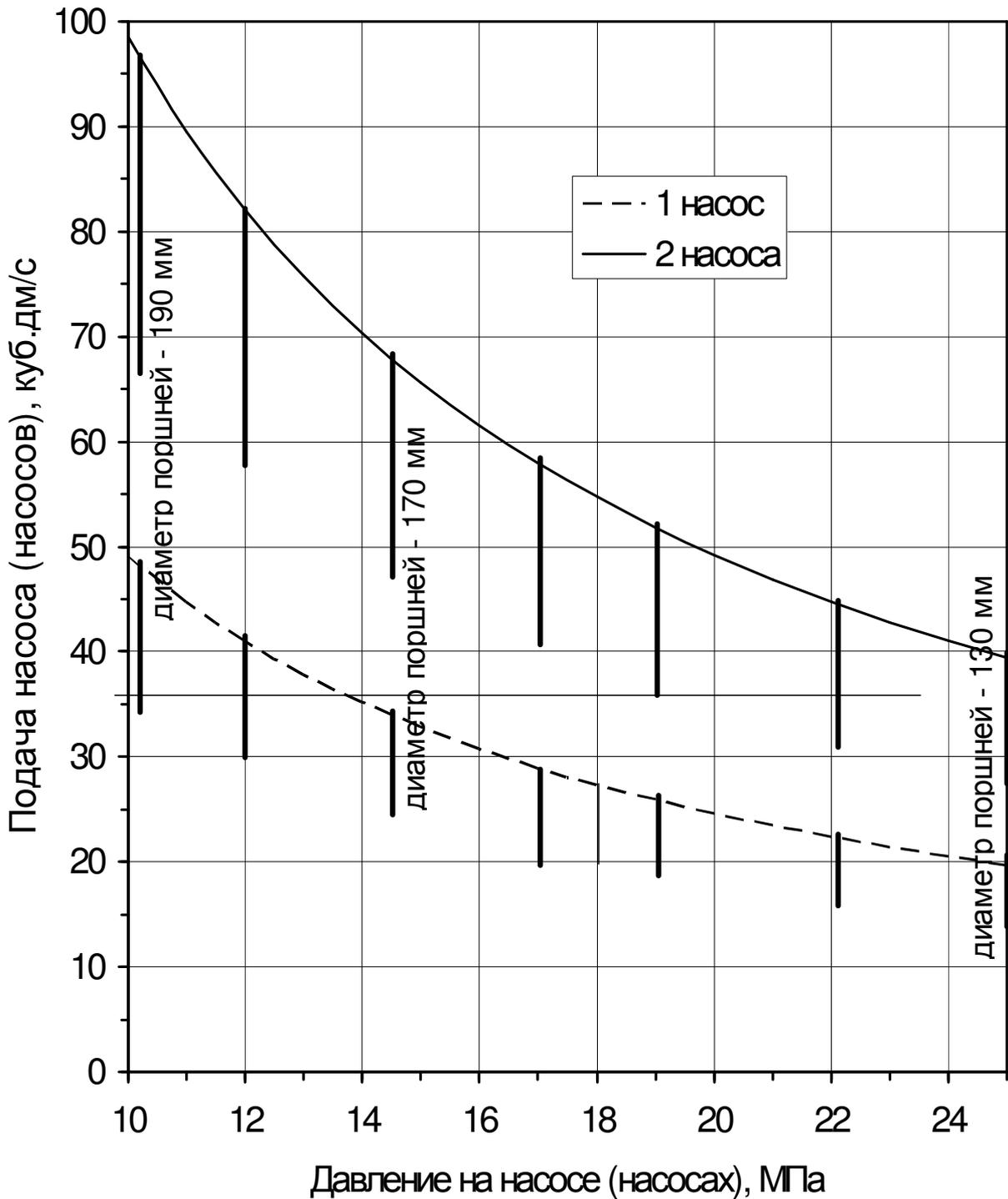


Рис. 12.3. Гидравлическая характеристика бурового насоса (насосов)

"Мягкий" привод (дизельный или электропривод от двигателей постоянного тока, а также от электродвигателей переменного тока с частотным регулированием) позволяет регулировать подачу путем уменьшения числа ходов поршня в

минуту (от предельно допустимого, номинального, числа). На рис. 12.3 приведена гидравлическая характеристика насоса (насосов) У8-6М, которая представляет собой набор уже не точек, а горизонтальных отрезков прямых, "упирающихся" справа на соответствующую гиперболу. Дело в том, что дизельный привод позволяет (без существенного уменьшения выходного момента на валу дизеля) уменьшать подачу до 30...33%. Подача с уменьшением скорости вращения двигателя будет уменьшаться пропорционально этой скорости, но предельно допустимое давление останется без изменения (нельзя же превысить допустимую силу на поршень со стороны жидкости). Например, при втулках диаметром 170 мм один насос при "мягком" дизельном приводе может качать от 23,6 до 35,6 дм<sup>3</sup>/с, а при двух насосах – в два раза больше при одном и том же предельном давлении 14,3 МПа. Любопытно посмотреть, каким образом при дизельном приводе, например, обеспечить подачу  $Q=30$  дм<sup>3</sup>/с. Оказывается, что таких вариантов пять (см. рис.10.3):

- один насос с втулками 180 мм;
- один насос с втулками 170 мм;
- один насос с втулками 160 мм;
- два насоса с втулками 140 мм;
- два насоса с втулками 130 мм.

Все пять вариантов отличаются разными предельно допустимыми давлениями.

### **12.3. Совмещение гидравлических характеристик скважины и насосов**

На рис. 12.4 показаны гидравлические характеристики скважины (линии 1,2,3) и насосных агрегатов (одного насоса – линия 4; двух насосов – линия 5).

Линия " $p - Q$ " (линия 3) пересекает гидравлические характеристики насосных агрегатов, представленных, например, пятью вариантами диаметров втулок, в точках  $M$  и  $N$ . Это означает, что подачи  $Q_{1н}$  и  $Q_{2н}$  являются для скважины предельно достижимыми. Проще говоря, имея данные насосные агрегаты, через данную конкретную скважину **невозможно** прокачивать жидкость с расходом, превышающим соответственно  $Q_{1н}$  и  $Q_{2н}$ . Следовательно, реальная область регулирования подачи находится левее указанных расходов.

### **12.4. Решение задачи совмещения гидравлических характеристик скважины и насосов с учетом технических и технологических ограничений**

Кроме точек  $M$  и  $N$ , ограничивающих расход  $Q$  справа, существует ряд технических и технологических ограничений:

1. Общее ограничение на давление на буровой  $p_{дон}$ . На рис. 12.4 это соответствует расходу  $Q_{дон}$ . Это ограничение может "сработать" только при двух насосах.
2. Минимально технологически необходимый расход  $Q_{min}$ .

Величина  $Q_{min}$  определяется необходимостью очистки ствола и забоя скважины или другими технологическими факторами. Этот расход ограничивает слева реальную область регулирования (выбора) расхода  $Q$ .

### 3. Допустимые потери давления в заколонном пространстве.

Причины, побуждающие к такому ограничению, весьма серьезны. Это и предупреждение загрязнения продуктивного пласта, сохранение буримости (уменьшение дифференциального давления), предупреждение поглощения бурового раствора.

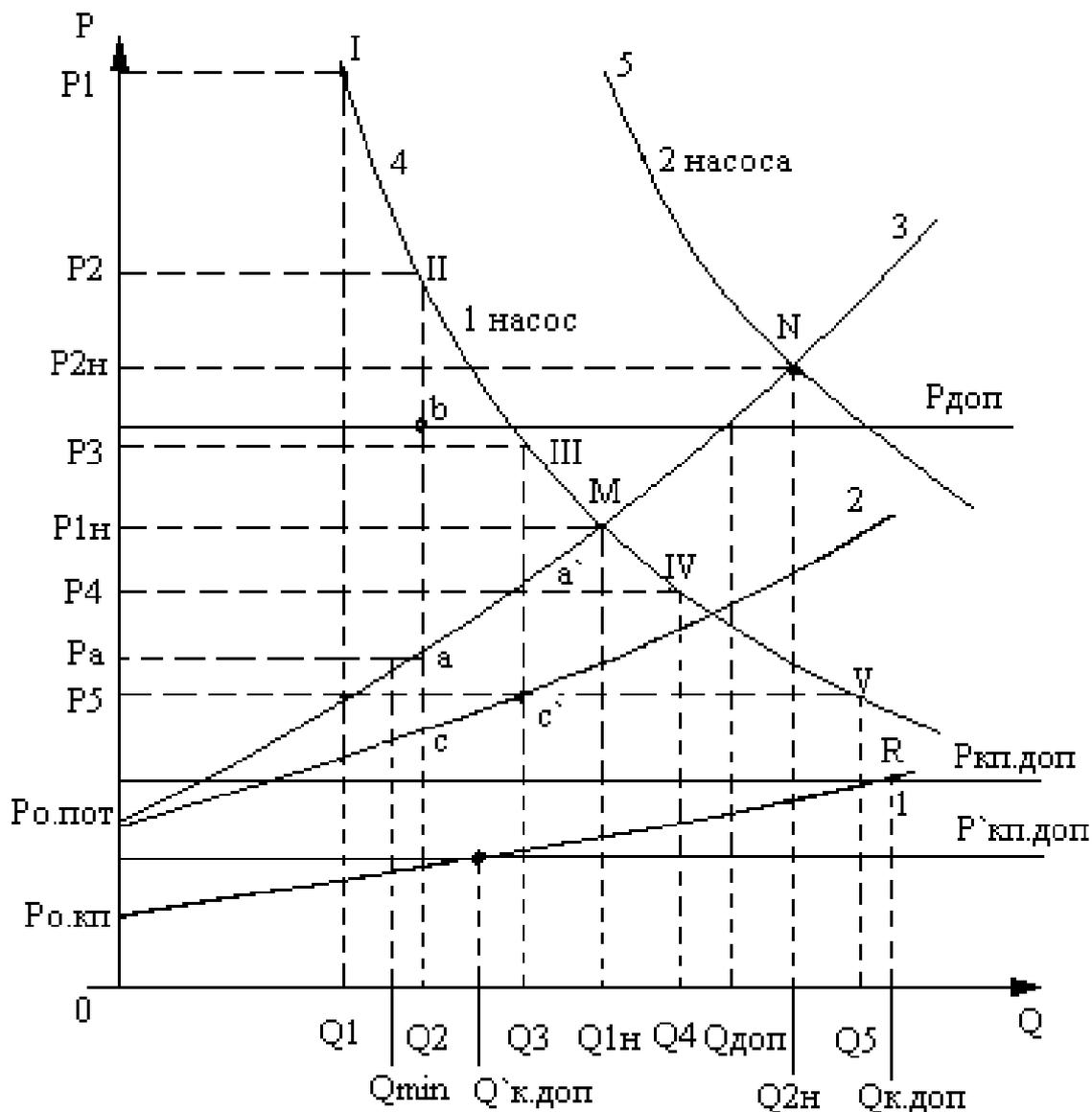


Рис. 12.4. Совмещение гидравлических характеристик насосов и скважины

Предположим, что допустимые потери давления равны  $p_{к.доп}$ . Тогда предельно допустимым расходом является  $Q_{к.доп}$ . Точка  $R$  находится правее всех характерных точек  $M$  и  $N$ . Это означает, что  $p_{к.доп}$  фактически снимает всякое ограничение на  $Q$ , поскольку величина  $p_{к.доп}$  задана чрезмерно большой.

Предположим теперь, что ограничение на потери в кольцевом пространстве уменьшено до величины  $p_{к.дон}$ . Тогда получится, что расход необходимо ограничивать величиной  $Q_{к.дон}$ . В итоге придется смириться с тем, что при учете всех трех вышеперечисленных ограничений доступная область регулирования (выбора) сузится до интервала от  $Q_{min}$  до  $Q_{к.дон}$ .

### 12.5. Вопросы рационального использования гидравлической мощности насосов

Предположим, что сочетание гидравлических характеристик скважины и насосов отражается полностью на рис. 12.4. Предположим, что привод электрический (жесткий), а возможность регулирования ограничена пятью диаметрами цилиндрических втулок насосов (варианты *I* - *V* с подачами от  $Q_1$  до  $Q_5$ ).

Если все ограничения на выбор  $Q$  предопределены величинами  $Q_{min}$  и  $Q_{к.дон}$ , то получается, что нет никакого смысла использовать второй насос, поскольку любой расход в указанных пределах может быть обеспечен только при работе одного насоса, причем выбор ограничен только одним вариантом – втулками *II* с расходом  $Q_2$ . Если бы привод был дизельным, то, вероятно, тот же расход  $Q_2$  мог бы быть обеспечен втулками *III* в сочетании с уменьшением числа ходов насоса.

Итак, при электроприводе выбор останавливаем на единственно возможном варианте  $Q_2$ . Насос мог бы создать давление  $p_2$ , но здесь вспомним, что на буровой действует общее ограничение давления до величины  $p_{дон} < p_2$ . При расходе  $Q_2$  на насосе будет давление, соответствующее точке "а" (таково  $p_n$  при  $Q_2$  по гидравлической характеристике скважины). Но  $p_a < p_{дон}$ . Имеет место, следовательно, явное недоиспользование мощности и давления. При роторном бурении следует уменьшить сечение отверстий гидромониторных насадок так, чтобы перепад давления на долоте был равен отрезку "ав":

$$p_d = p_{дон} - p_n.$$

При турбинном бурении следует заменить турбобур на забойный двигатель, обеспечивающий увеличение перепада давления. Например, добавить одну или две новые секции турбобура.

Предположим, что ограничение  $p_{к.дон}$  снято и есть возможность увеличить  $Q$ . Реально в этом случае применение варианта втулок *III* (расход  $Q_3$  при предельном давлении  $p_3$ ), потому что следующий вариант *IV* находится в недоступной области, правее точки *M*. Тогда резерв давления для долота (или турбобура) будет равен отрезку  $c - III$ , а недоиспользованная часть давления – отрезку  $a - III$ . Иначе говоря, вместо ограничения  $p_{дон}$  здесь следует использовать  $p_3$ .

Обращаем внимание на следующее обстоятельство. Если заменить насадки (с целью увеличения давления) или добавить секции турбобура, то линия 3 будет другой, а вот линия 2 останется на прежнем месте. Изменения коснутся только линии 3, потому что увеличатся перепады на долоте или турбобуре (отрезки  $ca$  или  $c'a'$ ) при сохранении, повторяем, потерь давления (линии 2). При  $Q = Q_2$  новая линия 3 непременно должна пройти через точку "в", а при  $Q = Q_3$  – через точку *III*.

## 13. Расчет параметров промывки скважины и режима работы буровых насосов

### 13.1. Упрощенная методика пересчета параметров промывки при изменении подачи насосов

#### 13.1.1. Вязкопластичные жидкости

Вспомним, что существуют точные методы расчета потерь давления при структурном движении в трубном и в заколонном пространствах. Для трубы точным методом является уравнение Букингэма или предложенный Гродде метод решения этого уравнения. Формула Бингама по сравнению с упомянутыми методами расчета является приближенной, менее точной (как результат "отбрасывания" третьего члена в уравнение Букингэма). Если обозначить в (5.2):

$$\frac{128\eta l K_m}{\pi d_\epsilon^4} = B_\epsilon,$$

$$p_{o.\epsilon} = \frac{16\tau_o l}{3d_\epsilon},$$

то уравнение Бингама для трубного пространства будет иметь вид:

$$p_\epsilon = p_{o.\epsilon} + B_\epsilon Q. \quad (13.1)$$

Аналогично для заколонного пространства:

$$\frac{128\eta l}{\pi(D-d_n)^3(D+d_n)} = B_k,$$

$$\frac{16\tau_o l}{3(D-d_n)} = p_{o.k}.$$

Тогда

$$p_k = p_{o.k} + B_k Q. \quad (13.2)$$

Величины  $p_{o.k}$ ,  $p_{o.\epsilon}$ ,  $B_\epsilon$ ,  $B_k$  не зависят от  $Q$ , поэтому если их знать, то пересчет  $p_\epsilon$  или  $p_k$  на новое значение  $Q$  не представляет никаких трудностей.

В практике расчетов возникает часто ситуация, когда известна, например, величина  $p_{\epsilon 1}$ , соответствующая некоторому известному  $Q_1$ , причем  $Q_1 < Q_{кр}$ . Чтобы получить для пересчета давлений уравнение типа (13.1), необходимо рассчитать величину  $p_{o.\epsilon}$ . Тогда  $B_\epsilon$  найдется по формуле:

$$B_\epsilon = \frac{p_{\epsilon 1} - p_{o.\epsilon}}{Q_1}. \quad (13.3)$$

Аналогично для кольцевого пространства:

$$B_k = \frac{P_k - P_{o.k.}}{Q_1} \quad (13.4)$$

Для долота, турбобура и манифольда потери (или перепады) давления определяются по единообразной формуле:

$$p = A\rho Q^2, \quad (13.5)$$

и пересчет давлений для этих элементов не сопровождается новыми погрешностями, превышающими погрешность формул. Сложнее обстоит дело с турбулентным режимом течения в доквадратичной (переходной) области, когда в формуле Дарси-Вейсбаха  $\lambda$  зависит от  $Q$ . Для ускорения пересчета  $p_g$  или  $p_k$  на новое значение приходится принимать допущение (предположение): если  $p_{g1}$  или  $p_{k2}$  при  $Q = Q_1$  найдены "строгим" путем, с учетом влияния  $Q$  на  $\lambda$ , иначе говоря, с использованием формулы (6.9), то условно считается (принимается), что в окрестностях  $p_{g1}$  или  $p_{k2}$  существует квадратичная (параболическая) зависимость  $p_g$  или  $p_k$  от  $Q$ . Разумеется, такое допущение будет искажать результат пересчета с плюсовой ошибкой (завышать), когда  $Q_2 > Q_1$ , и занижать, когда  $Q_2 < Q_1$ . Ошибка будет тем меньше, чем ближе  $Q$  к  $Q_1$ . И напротив, ошибка  $p_{g2}$  или  $p_{k2}$  будет возрастать, когда  $Q$  "удаляется" от  $Q_1$ .

Обобщим изложенное. Проследим за изменением вида зависимости  $p_n = f(Q)$  по мере увеличения  $Q$  от малых значений до больших, соответствующих квадратичной области. Если в скважине только трубы и расход таков, что везде структурный режим, то

$$p_n = p_o + (B_g + B_k)Q. \quad (13.6)$$

Если учесть потери давления в манифольде, турбобуре и долоте, то

$$p_n = p_{o.g} + p_{o.k} + (B_g + B_k)Q + (A_{обг} + A_{тпб} + A_d)\rho Q^2. \quad (13.7)$$

Если приступить теперь к увеличению  $Q$ , то в одном из элементов циркуляционной системы (скорее всего в трубах) наступит турбулентный режим, что приведет к тому, что уравнение (13.7) видоизменится:

$$p_n = p_{o.k} + B_k Q + (A_{обг} + A_{тпб} + A_d + A_g)\rho Q^2. \quad (13.8)$$

Если и в заколонном пространстве исчезнет структурный режим, то наступит ситуация:

$$p_n = (A_{обг} + A_{тпб} + A_d + A_g + A_k)\rho Q^2, \quad (13.9)$$

что равноценно формуле (13.5).

В этом уравнении источником погрешности являются  $A_g$  и  $A_k$ , потому что в переходной области турбулентного течения они не могут считаться постоянными, поскольку:

$$A_g = \lambda_g \frac{8\rho l K_m}{\pi d_g^4}, \quad (13.10)$$

$$A_{\kappa} = \lambda_{\kappa} \frac{8\rho l}{\pi^2 (D - d_n)^3 (D + d_n)^2}, \quad (13.11)$$

где  $\lambda_{\epsilon}$  и  $\lambda_{\kappa}$  являются функциями  $Re_*$  и  $Sen$ .

На практике часто возникает ситуация, когда нужно определить  $A$  для составления уравнений типа (13.5). Для этого необходимо определить "строгими" методами  $p$ , заведомо зная, что при выбранном  $Q_{расч}$  режим движения турбулентный, а затем найти искомое значение  $A$ :

$$A = \frac{P_{расч}}{\rho Q_{расч}^2}. \quad (13.12)$$

В практике расчетов часто приходится определять  $Q$ , при котором давление на насосах, например, когда оно равно некоторому наперед заданному значению (обратная задача). Предположим, что  $p_n$  ограничивается величиной  $p_{дон}$ . Если потери давления описываются уравнением (13.6), то искомый расход  $Q$  равен:

$$Q = \frac{P_{дон} - P_o}{B_{\epsilon} + B_{\kappa}}. \quad (13.13)$$

Если функция  $p_n = f(Q)$  описывается уравнением (13.5), то

$$Q = \sqrt{\frac{P_{дон}}{A}}. \quad (13.14)$$

Таким образом, при "чисто" структурном или "чисто" турбулентном режимах движения определение искомого  $Q$  выполняется достаточно просто.

Сложнее обстоит дело, когда зависимости  $p_n = f(Q)$  описываются уравнениями (13.7) или (13.8), когда приходится, строго говоря, искать корень полного квадратного уравнения. В таких случаях обычно прибегают к следующему допущению. Обычно сравнивают потери (или перепады) давления, относящиеся к турбулентному режиму движения, с суммой потерь давления на тех участках, где режим движения был структурным. Допущение заключается в том, что пренебрегается одной из этих сравниваемых величин. Если, например, "структурные" потери давления окажутся меньше "турбулентных", то все потери (перепады) условно относятся к турбулентным, а зависимость  $p_n = f(Q)$  относят к виду (13.5). В противном случае – к виду (13.2).

### 13.1.2. Псевдопластичная жидкость

Строгие методики расчетов потерь давления описаны в разделах 7 и 8.

Если в одном из элементов в трубах имеет место ламинарный режим движения, то потери давления удобнее рассчитывать по формуле:

$$p = S_{\epsilon} Q^n, \quad (13.15)$$

где

$$S_{\epsilon} = \frac{4Kl}{d_{\epsilon}} \left[ 8 \left( \frac{3n+1}{n} \right) \frac{1}{\pi d_{\epsilon}^3} \right] K_m. \quad (13.16)$$

Если решать обратную задачу, то искомый расход определяют по формуле:

$$Q = \left( \frac{P_{\epsilon.дон}}{S_{\epsilon}} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (13.17)$$

Аналогичным образом решается задача и для затрубного пространства.

При турбулентном течении расчетную формулу можно представить в виде:

$$p = TQ^{1,8}, \quad (13.18)$$

где

$$T = \frac{P_{кр}}{Q_{кр}^{1,8}}. \quad (13.19)$$

Обратная задача решается по формуле:

$$Q = Q_{кр} \left( \frac{p}{p_{кр}} \right)^{0,56}. \quad (13.20)$$

## 13.2. Выбор режима работы буровых насосов

Если расход  $Q$  задается, то нужно позаботиться не только о том, чтобы узнать ожидаемое давление на насосах или потери в заколонном пространстве, но и о том, как обеспечить такую подачу насосов.

Сначала необходимо решить, какое количество насосов одновременно могут быть включены в работу. Затем сопоставить фактическую подачу насоса (насосов) на разных цилиндрических втулках с требуемым расходом (учесть при этом разницу в особенностях электрического и дизельного приводов). После этого сопоставляют расчетное давление на насосах с допустимыми давлениями, обусловленными либо технической и гидравлической характеристиками насоса, либо прочностью обвязки насосов (манифольда). Если расчетное давление выше допустимых, то либо задаются другим расходом  $Q$  и повторяют расчеты по "точным" формулам, либо используются предложенные методы, изложенные в данном разделе, либо сразу определяют  $Q$ , задаваясь допустимым давлением.

Все изложенное в разделе 13 имеет целью обеспечить приемлемую точность и скорость выполнения гидравлических расчетов, когда они выполняются "вручную" с применением, в лучшем случае, калькуляторов. В наше время всеобщей компьютеризации подобная практика расчетов выглядит анахронизмом. Более естественным представляется составление компьютерных программ для таких расчетов с использованием вычислительных алгоритмов, приведенных в Приложении. В той же программе можно и нужно реализовать задачу совме-

щения гидравлических характеристик, основы которого даны в подразделах 13.1 и 13.2.

### 13.3. Расчет эпюры полных (абсолютных) давлений в скважине при промывке

Пример подобной эпюры показан на рис. 13.1 для двухразмерной колонны, состоящей из УБТ и бурильных труб. Наклонная пунктирная линия  $Om$  – это линия гидростатического давления в заколонном пространстве.

Если промывать скважину при расходе  $Q$ , то давление в затрубном пространстве возрастет за счет потерь давления. Проследить за влиянием потерь давления на полное (абсолютное) давление ( $\rho gl + p_{nom}$ ) удобнее, мысленно представляя движение некоторого глубинного манометра навстречу потоку. "Перемещение" такого манометра нужно начать в заколонном пространстве с открытого устья скважины. По мере "движения" вниз навстречу восходящему потоку манометр будет фиксировать сумму  $\rho gl$  и потерь давления. Потери давления в заколонном пространстве откладываются относительно линии  $Om$ . Видно, в частности, что потери давления за УБТ нарастают быстрее (угол между  $Om$  и  $cd$  существенно больше угла между  $Om$  и  $dO$ ).

Линия  $nk$  проведена через точку  $b$  параллельно  $Om$ . Прямая  $ds$  тоже параллельна  $Om$ . Таким образом, давление на насосах  $Op_n$  равно сумме потерь давления в трубах ( $kp_n$ ), перепада давления на долоте  $bc$  и потерь давления в заколонном пространстве ( $Os=cb$ ). При построении графика отрезки, соответствующие давлениям, откладываются строго в масштабе. Допускается при коротких УБТ, для удобства построения, несколько их удлинить.

График на рис. 13.1 позволяет очень быстро определить для любой глубины:

- давление на стенки скважины при промывке (линия  $Ocd$ );
- давлений внутри колонны труб (линия  $p_n ab$ );
- перепад давления между трубным и заколонным пространствами (отрезки  $cb$ ,  $da$  или  $Op_n$  на устье скважины), знание которого необходимо для расчета на прочность труб от внутреннего избыточного давления.

### 13.4. Понятие об эквивалентной плотности при промывке и методика ее расчета

Эквивалентная плотность определяется по формуле:

$$\rho_{э\text{кв}} = \frac{\rho gl + p_k}{gl}. \quad (13.21)$$

Из формулы видно, что  $\rho_{э\text{кв}}$  отражает влияние потерь в кольцевом пространстве на величину абсолютного давления и преподносит это влияние не через абсолютную величину на некоторой конкретной глубине, а путем сравнения  $\rho$  с  $\rho_{э\text{кв}}$ . Если  $\rho_{э\text{кв}}$  несущественно отличается от  $\rho$ , то это означает, что влияние  $p_k$  на условия бурения не столь заметно.

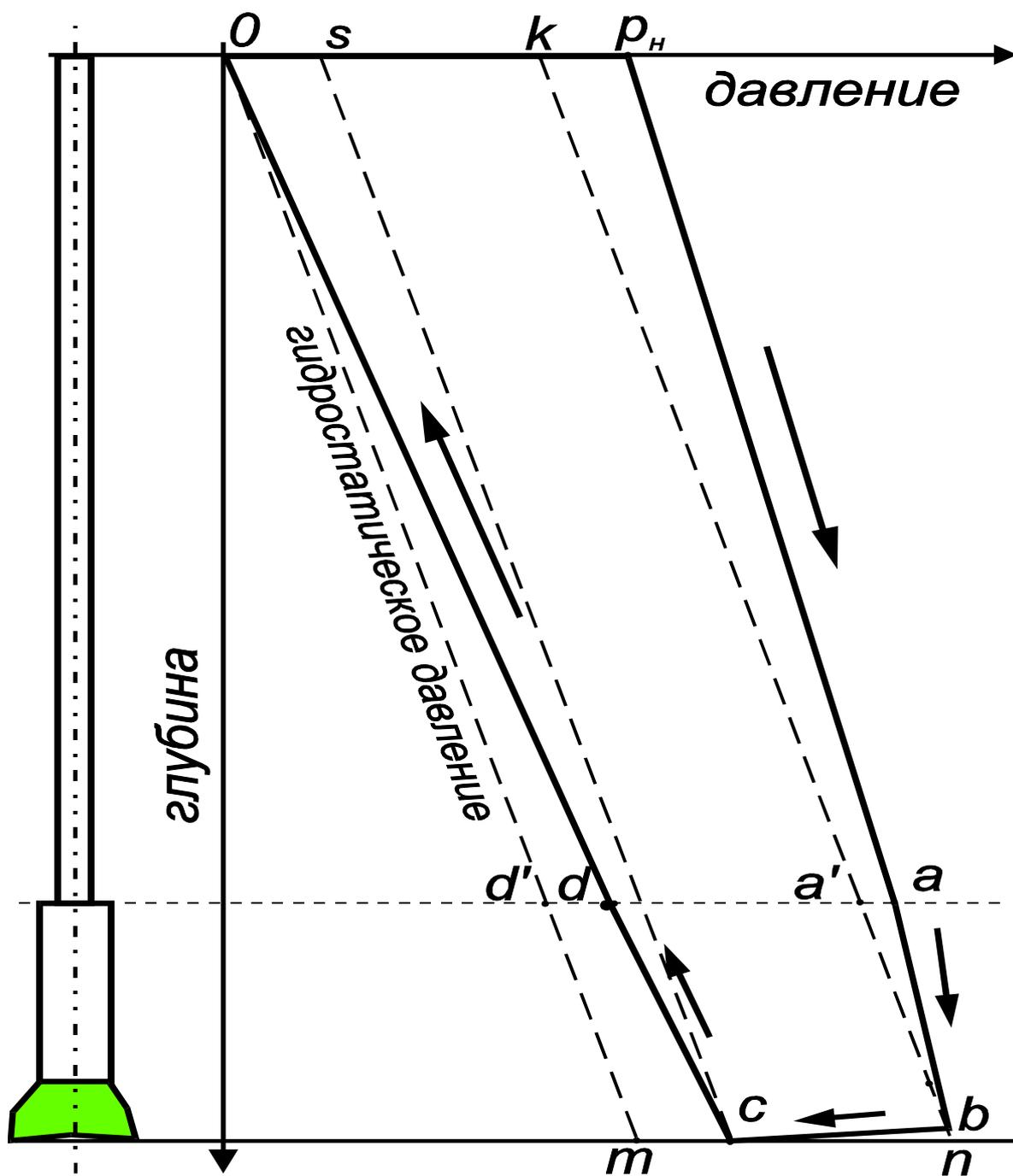


Рис. 13.1. График полных давлений в трубах и заколонном пространстве:  
 $Om$  – линия гидростатического давления столба бурового раствора;  
 $kn$  и  $cs$  – прямые, параллельные  $Om$ ;  $Op_n$  – отрезок, соответствующий давлению на насосах при промывке;  $kp_n$  – суммарные потери давления в трубах;  $a'a$  – потери давления внутри УБТ;  $bc=sk$  – перепад давления на долоте;  $ct$  – суммарные потери в заколонном пространстве;  $d'd$  – потери давления за бурильными трубами. (Стрелками показано направление движения жидкости)

Есть ещё одно не менее ценное свойство  $\rho_{экв}$ . Величину  $\rho_{экв}$  можно напрямую сравнивать с градиентом гидроразрыва. Предположим, что индекс гидроразрыва слабого пласта равен 1,45. Это фактически означает, что гидроразрыв в статических условиях (без промывки) произойдет при плотности бурового раствора  $1450 \text{ кг/м}^3$ . Примем также, что скважина промывается буровым раствором, имеющим плотность  $1200 \text{ кг/м}^3$ . Теперь представим ситуацию, когда вследствие неудачно выбранных бурильных труб, УБТ, реологических параметров и, самое главное, чрезмерно большого  $Q$ , потери давления в затрубном пространстве составили столь большую величину, что  $\rho_{экв}$  стало равным  $1460 \text{ кг/м}^3$ . Совершенно очевидно, что слабый пласт при такой промывке будет разорван и произойдет поглощение бурового раствора.

## 14. Гидродинамические давления, возникающие при движении колонны труб в скважине

### 14.1. Природа возникновения гидродинамических давлений при движении колонны

Колонна труб, например, при спуске ее в скважину, движется вначале ускоренно, а затем практически равномерно. Затем наступает этап торможения до полной остановки движения. На первом и последнем этапах источником гидродинамических давлений, кроме градиента скорости в жидкости (внутреннего трения), является движение с положительным или отрицательным ускорением. Инерционная составляющая гидродинамических давлений может быть значительной, однако, как показывают натурные эксперименты, наибольшие по абсолютному значению давления соответствуют моменту равномерного движения с максимально достигнутой скоростью.

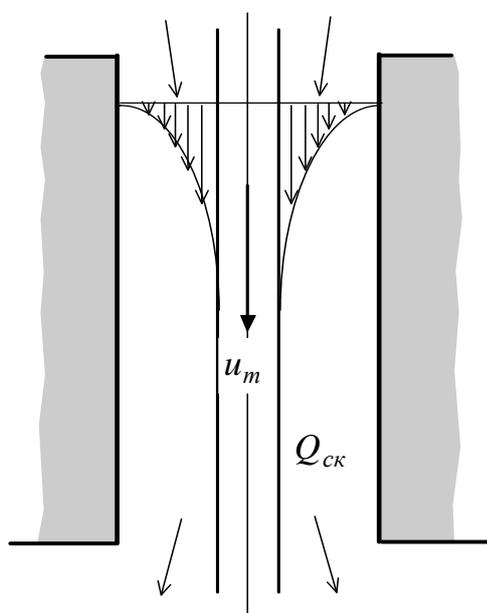


Рис. 14.1. Модель движения колонны без вытеснения жидкости из скважины

Исходя из этого, в дальнейшем будем рассматривать только этот вариант движения колонны в скважине.

Предположим (рис. 14.1), что скважина представляет собой открытое с двух сторон длинное отверстие, когда жидкость, увлекаемая движущейся трубой, перемещается из верхней части в нижнюю (или наоборот). Такая схема имитирует случай спуска (подъема) колонны труб в скважину со скоростью  $u_m$  при наличии катастрофического поглощения. Поскольку на стенке скважины скорость равна нулю, в кольцевом зазоре сформируется градиентный слой. Трубы, увлекая за собой жидкость, образуют спутный поток со средним расходом  $Q_{ск}$ . При этом возникает сопротивление движению труб со стороны жидкости, воспринимаемое как уменьшение веса колонны труб.

Представим теперь (рис. 14.2), что та же колонна движется через круглую камеру, заполненную жидкостью. Нижняя преграда имитирует в данном случае забой скважины. В отличие от предыдущего случая здесь поток  $Q_{ск}$ , не имея возможности “уходить” вместе с колонной, вызывает интенсивный массообмен и образование вихреобразных циркуляционных потоков. Толщина градиентного слоя уменьшится, сами градиенты возрастут, а сопротивление движению труб увеличится.

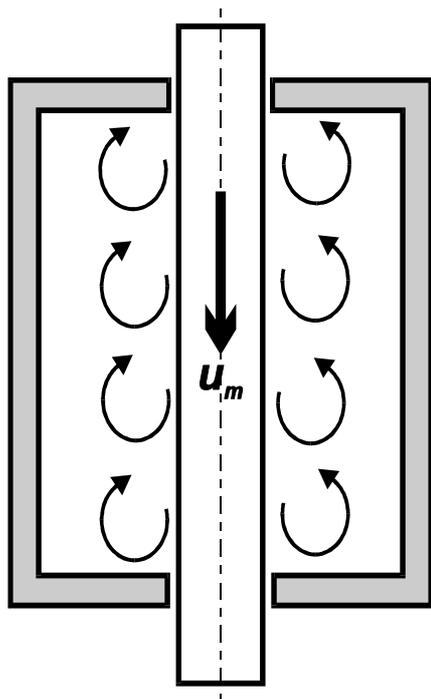


Рис. 14.2. Движение трубы через камеру, заполненную жидкостью

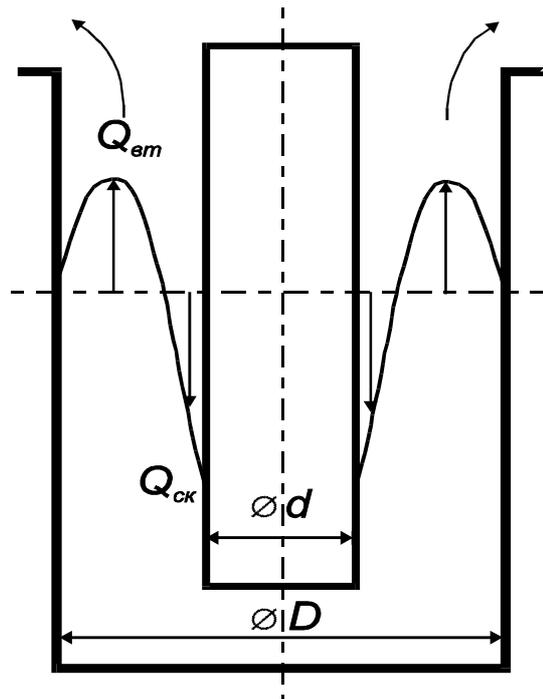


Рис. 14.3. Спуск “закрытой” колонны в герметичную скважину

На рис. 14.3 отображен случай спуска односторонней закрытой колонны в открытую, но с герметичными стенками скважину. Здесь, в отличие от предыдущих случаев, появляется новый поток  $Q_{вм}$ , обусловленный вытеснением жидкости из скважины трубами.

Если колонна труб диаметром  $d_n$  движется вниз со скоростью  $u_m$ , то расход  $Q_{вм}$  равен:

$$Q_{вм} = \pi d_n^2 u_m / 4 . \quad (14.1)$$

Средняя скорость движения вытесняемого потока в заколонном пространстве определяется выражением:

$$v_{кп} = Q_{вм} / f_{кп} = u_m d_n^2 / (D^2 - d_n^2) . \quad (14.2)$$

Совместно с  $Q_{вм}$  одновременно существует и увлекаемый трубами поток  $Q_{ск}$ . Наложение эпюр скоростей от этих двух потоков, как считают многие исследователи, образуют эпюру скоростей, подобную той, что показана на рис. 14.3. Периферийную часть кольцевого сечения занимает восходящий (вытесняемый) поток, а внутренняя его часть заполнена нисходящими потоками. Эти два потока ничто не разделяет, поэтому в реальности будет иметь место интенсивный массообмен между ними с образованием макровихрей, подобных показанным на рис. 14.3. Это означает, что постоянное (устойчивое) существование эпюры скоростей (рис.14.3) практически невозможно.

Для поддержания восходящего потока, занимающего к тому же не все, а только часть заколонного пространства, нужно дополнительное гидродинамическое давление.

## 14.2. Методика определения гидродинамических давлений при равномерном движении труб

### 14.2.1. Постановка задачи. Вывод уравнения скорости спутного потока

Попытки строго теоретического решения задачи выглядят не очень убедительными, прежде всего, по причине неустойчивости во времени эпюры скоростей, о чем говорилось выше. С другой стороны, не вызывает у практиков вдохновения громоздкость решений, требующих применения вспомогательных таблиц, и потому трудно реализуемых даже на ЭВМ.

В практике расчетов гидродинамического давления  $p_{zd}$  или допустимых скоростей  $u_{дон}$  спуска (подъема) колонн предпочтение (и вполне заслуженное) отдается методике, предложенной впервые Ормсби [3] и базирующейся на использовании принципа суперпозиции и понятия эквивалентной скорости. Принимается, что суммарный эффект влияния  $Q_{ск}$  и  $Q_{вт}$  “эквивалентен” потерям давления при **промывке** скважины с эквивалентной скоростью  $v_{эkv}$ , определяемой по формуле:

$$v_{эkv} = u_m K_{ск} + u_m d_n^2 / (D^2 - d_n^2). \quad (14.3)$$

Перейдем к эквивалентному расходу:

$$Q_{эkv} = v_{эkv} \pi (D^2 - d_n^2) / 4; \quad (14.4)$$

$$Q_{эkv} = u_m K_{ск} \pi (D^2 - d_n^2) / 4 + u_m \pi d_n^2 / 4. \quad (14.5)$$

Первое слагаемое в уравнении – это отражение влияния  $Q_{ск}$  на  $p_{zd}$ , а второе – численно равно  $Q_{вт}$ .

Чтобы найти  $p_{zd}$  для заданной скорости движения  $u_m$  в случае движения **одноразмерной** колонны, достаточно расход  $Q_{эkv}$  считать расходом промывки  $Q$  через заданную колонну в той же скважине и, пользуясь известными методиками и формулами для **промывки**, найти потери давления в затрубном пространстве. Эти потери и будут численно равны искомому гидродинамическому давлению при спуске колонны (с положительным знаком) или при ее подъеме (с обратным знаком).

В методике, основанной на понятии эквивалентной скорости, основным моментом является вопрос определения коэффициента  $K_{ск}$ . По физическому смыслу  $K_{ск}$  – это отношение расхода  $Q_{ск}$  к некоторому условному расходу  $Q_{пол} = u_m f_{кп}$ , исходя из предположения, что весь объем жидкости в заколонном пространстве с сечением  $f_k$  движется вместе с колонной с одной и той же скоростью  $u_m$ :

$$K_{ск} = Q_{ск} / Q_{пол}. \quad (14.6)$$

Как видим,  $Q_{э\kappa\upsilon}$  равен сумме  $Q_{ск}$  и  $Q_{вт}$ , хотя эти расходы противоположны по направлению. Такой подход не может считаться теоретически строгим, но он с лихвой возмещается простотой и вполне удовлетворительной сходимостью с опытом. Кроме того, геометрические размеры скважины отличаются большой неопределенностью, что делает бессмысленным применение “сверхстрогих” методик расчета.

Для привычных сочетаний диаметров скважины и бурильных труб при бурении основного ствола в литературе [2, 3] рекомендуется принимать  $K_{ск} = 0,45...0,50$ , причем большие значения соответствуют малым зазорам между трубами и скважиной.

Учитывая, что в практике бурения соотношение диаметров труб  $d_n$  и скважины  $D$  колеблется в широких пределах, в особенности при бурении промежуточные колонны, попытаемся получить выражения для  $K_{ск}=f(d_n, D)$ , что позволит существенно повысить точность расчетов гидродинамических давлений и допустимых скоростей движения колонн труб.

Бурильные колонны, как правило, разноразмерны по наружному диаметру труб  $d_n$ .

На рис. 14.4 показан случай спуска “закрытой” колонны с диаметрами секций труб  $d_1$  и  $d_2$ . Из формулы (14.5) следует, что для каждой секции будут свои значения  $Q_{ск}$  и  $Q_{вт}$ . Следовательно, в отличие от промывки скважины, когда для любой секции  $Q=const$ , расчет  $p_{г\upsilon}$  ведется при различных значениях  $Q_{ск}$ ,  $Q_{вт}$  и  $Q_{э\kappa\upsilon}$ . Из сказанного также следует, что получение зависимости  $K_{ск}=f(d, D)$  является актуальной задачей.

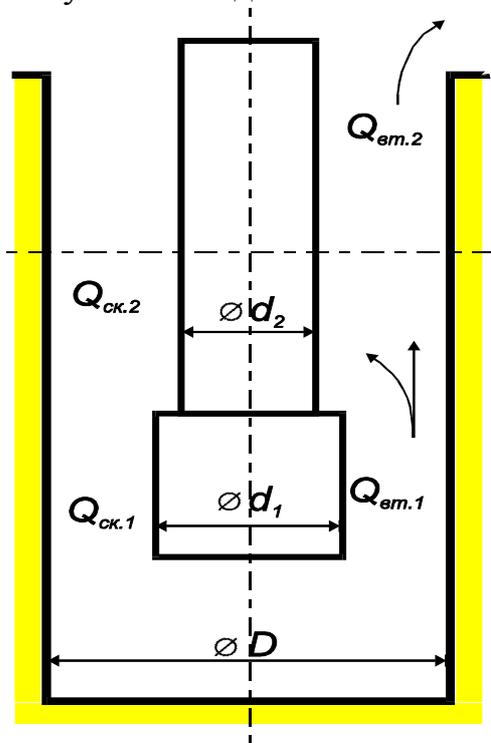


Рис. 14.4. Спуск в скважину двухразмерной колонны

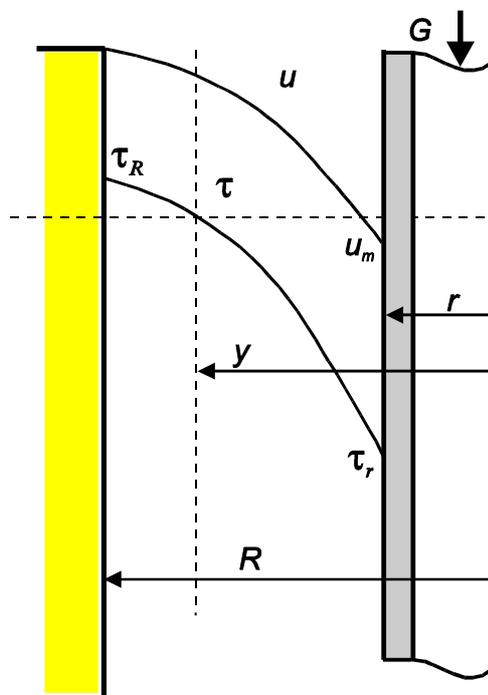


Рис. 14.5. Спуск колонны в скважину без вытеснения жидкости

Вначале установим зависимость напряжений в жидкости  $\tau$  от радиуса  $r$  (рис. 14.5). Для поддержания равномерного движения колонны к ней нужно приложить некоторое усилие  $G$  (частичная разгрузка веса). Оно должно быть равно силе сопротивления на поверхности колонны труб длиной  $l$ . Если на стенке труб касательные напряжения обозначить через  $\tau_r$ , то

$$G = 2\pi r l \tau_r.$$

Из условия динамического равновесия следует (рис. 14.5), что

$$G = 2\pi y l \tau.$$

Тогда

$$\begin{aligned} 2\pi r l \tau_r &= 2\pi y l \tau, \\ \tau &= r \tau_r / y. \end{aligned} \quad (14.7)$$

Как видим, зависимость  $\tau(y)$  имеет гиперболический характер. (Кстати, напомним, что подобная зависимость для трубы линейна).

При  $y = R$   $\tau = \tau_r$ .

Тогда

$$\tau_R = \tau_r r / R. \quad (14.8)$$

Для любой жидкости очевидна реологическая функция:

$$\begin{aligned} du/dy &= -\varphi(\tau); \\ du &= -\varphi(\tau) dy. \end{aligned} \quad (14.9)$$

Из соотношения (14.7) после дифференцирования:

$$dy = -\tau_r r (d\tau/\tau^2).$$

Подставив в (14.9), получим:

$$du = \varphi(\tau) \frac{\tau_r r}{\tau^2} d\tau.$$

После интегрирования в пределах от  $u$  до 0 и от  $\tau$  до  $\tau_R$  имеем:

$$u = -\tau_r r \int_{\tau}^{\tau_R} \varphi(\tau) \frac{d\tau}{\tau^2}. \quad (14.10)$$

Это уравнение для спутного потока справедливо для любых жидкостей с известной реологической функцией  $\varphi(\tau)$ . Оно не учитывает влияния вытесняемого потока на эпюру скоростей.

#### 14.2.2. Расчет коэффициента $K_{ск}$ для случая, когда в скважине вязкая жидкость

Найдем конкретное выражение для скорости жидкости в кольцевом пространстве для **вязкой** жидкости с реологическим уравнением

$$\varphi(\tau) = \tau / \mu, \quad (14.11)$$

которую подставим в (14.10):

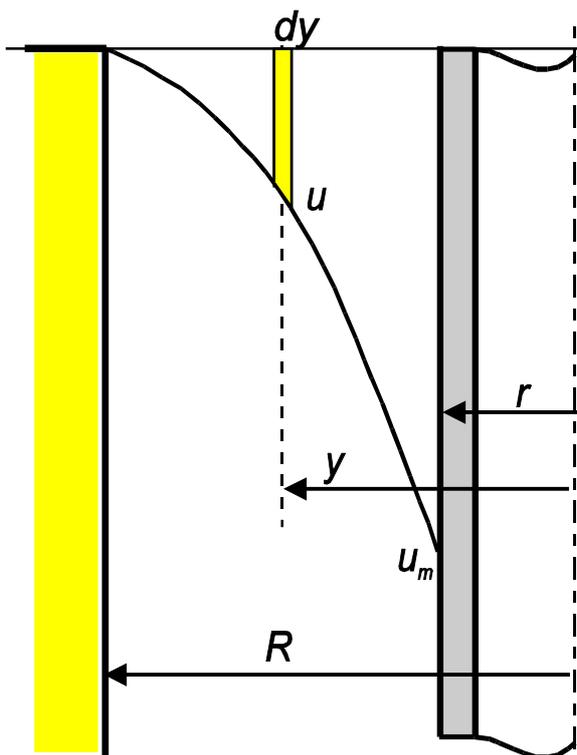


Рис. 14.6. Эпюра скоростей спутного потока

$$u = -\tau_r r \int_{\tau}^{\tau_R} \frac{\tau}{\mu \tau^2} d\tau. \quad (14.12)$$

Интегрирование дает результат:

$$u = -\frac{\tau_R r}{\mu} \ln \frac{\tau_R}{\tau}. \quad (14.13)$$

Из (14.8) следует, что  $\tau_R/\tau = y/R$  и  $\tau_R/\tau_r = r/R$ . Учитывая, что на стенке трубы  $u = u_m$ , а на стенке скважины  $u = 0$ , получаем зависимость  $u(y)$ :

$$u = u_m \frac{\ln y - \ln R}{\ln r - \ln R}. \quad (14.14)$$

Чтобы найти  $Q_{ск}$ , нужно просуммировать расходы  $dQ_{ск}$  элементарных струек толщиной  $dy$  на радиусе  $y$  при скорости струй (рис. 14.6)  $u$ :

$$dQ_{ск} = 2\pi y \cdot dy \cdot u.$$

После интегрирования этого выражения в пределах от  $r$  до  $R$  и подстановки результата в (14.6) получаем:

$$K_{ск} = \frac{1}{2 \ln \frac{R}{r}} - \frac{1}{\frac{R^2}{r^2} - 1}.$$

Аппроксимация этой зависимости степенной функцией дает результат:

$$K_{ск} = 0,5\alpha^{0,38}, \quad (14.15)$$

где  $\alpha = r/R = d_w/D$ .

Формула (14.15) получена в предположении, что течение вязкой жидкости ламинарное. Однако она вполне применима и при турбулентном режиме течения.

### 14.2.3. Расчет коэффициента $K_{ск}$ для случая, когда в скважине вязкопластичная (бингамовская) жидкость

Картина движения **вязкопластичной** жидкости будет существенно отличаться от описанной для вязкой жидкости.

Предположим, что при скорости  $u_{m1}$  (рис. 14.7) в кольцевом пространстве, заполненном ВПЖ, сформировалась эпюра  $\tau_{R1} - \tau_{r1}$ . И если при этом динамическое напряжение жидкости равно  $\tau_o$ , то становится очевидным, что при  $y > r_o$  жидкость останется без движения (поскольку  $\tau$  будет меньше  $\tau_o$ ), образовав “структурную” оболочку из неподвижного бурового раствора на стенке скважины.

На рис. 14.7 показаны три эпюры напряжений, соответствующие разным скоростям движения колонны ( $u_{m1} < u_{m2} < u_{m3}$ ). При скорости  $u_{m2}$  напряжения на стенке скважины равны  $\tau_o$ , что соответствует случаю, когда  $r = r_o$ .

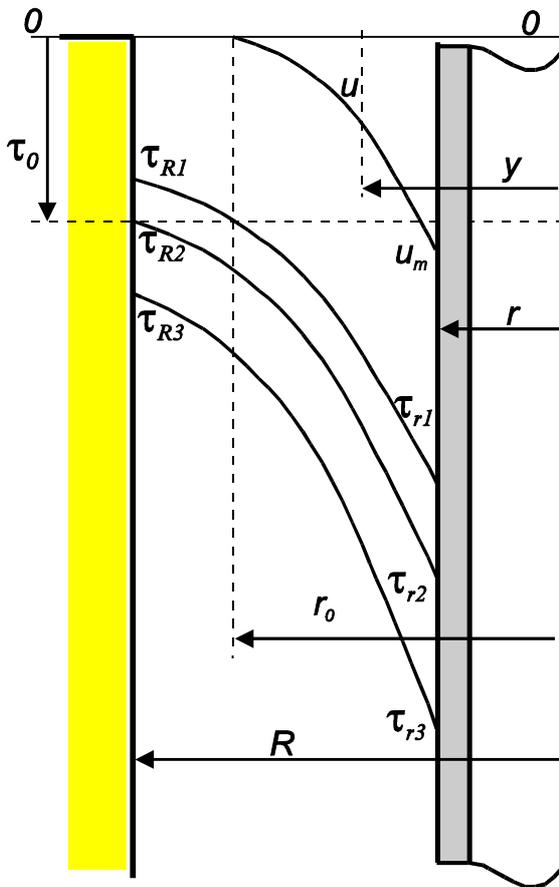


Рис. 14.7. Образование “структурной” оболочки на стенке скважины

Воспользуемся уравнением (14.10), подставив в него реологическую функцию

$$\varphi(\tau) = (\tau - \tau_o) / \eta. \quad (14.16)$$

Интегрирование полученного выражения в пределах от  $\tau$  до  $\tau_o$  (до поверхности “структурной” стенки, где скорость равна нулю), дает результат:

$$u = \frac{\tau_r r}{\eta} \left( \frac{\tau_o}{\tau} - \ln \frac{\tau_o}{\tau} - 1 \right). \quad (14.17)$$

На поверхности трубы  $u = u_m$ , а  $\tau = \tau_r$ . Следовательно,

$$u_m = \frac{\tau_r r}{\eta} \left( \frac{\tau_o}{\tau_r} - \ln \frac{\tau_o}{\tau_r} - 1 \right). \quad (14.18)$$

Нетрудно показать, воспользовавшись формулой (14.7), что  $\tau_o / \tau_r = r / r_o$ , а  $\tau_o / \tau = y / r_o$ . Тогда уравнения (14.17) и (14.18) примут соответственно вид:

$$u = \frac{\tau_r r}{\eta} \left( \frac{y}{r_o} - \ln \frac{y}{r_o} - 1 \right), \quad (14.19)$$

$$u_m = \frac{\tau_r r}{\eta} \left( \frac{r}{r_o} - \ln \frac{r}{r_o} - 1 \right). \quad (14.20)$$

Разделив (14.19) на (14.20), получаем:

$$u = u_m \frac{1 + \ln \frac{y}{r_o} - \frac{y}{r_o}}{1 + \ln \frac{r}{r_o} - \frac{r}{r_o}}. \quad (14.21)$$

Это уравнение справедливо для интервала изменения  $y$ :

$$r_o \geq y \geq r.$$

В “структурной” оболочке ( $y \geq r_o$ ) скорость  $u = 0$ .

Расход спутного потока найдем тем же методом суммирования расходов элементарных кольцевых потоков  $dQ_{ск}$ , как и для вязких жидкостей:

$$Q_{ск} = \int_r^{r_o} dQ_{ск} = 2\pi \int_r^{r_o} y dy u.$$

Интегрирование после подстановки  $u$  по (14.21) дает результат:

$$Q_{ск} = \psi [ (r_o^3 - r^3)/3 - r^2 \ln(r_o/r)/2 - (r_o^2 - r^2)/4 ], \quad (14.22)$$

где

$$\psi = \frac{2\pi u_m}{\frac{r}{r_o} - \ln \frac{r}{r_o} - 1}.$$

Чтобы найти искомую величину  $K_{ск}$ , обратимся к формуле (14.6). В результате получим:

$$K_{ск} = \frac{2 \left[ \frac{(r_o^3 - r^3)}{3r_o} - \frac{r^2}{2} \ln \frac{r_o}{r} - \frac{(r_o^2 - r^2)}{4} \right]}{\left( \frac{r}{r_o} - \ln \frac{r}{r_o} - 1 \right) (R^2 - r^2)}. \quad (14.23)$$

Для того чтобы воспользоваться этой формулой, нужно прежде определить величину  $r_o$ . Такую возможность предоставляет уравнение (14.18). Если задаться  $u_m$ , то величину  $\tau_r$  можно найти численным методом, а затем вычислить  $r_o$  по формуле:

$$r_o = \tau_r r / \tau_o. \quad (14.24)$$

В общем случае расчетный внутренний радиус “структурной” оболочки  $r_o$  может оказаться как меньше, так и больше  $R$ . Описанная выше методика, формулы (14.18), (14.21), (14.22) и (14.23), справедлива только для этого случая, когда  $r_o < R$ .

На рис. 14.8 приведен сравнительный пример распределения скоростей увлекаемого трубами потока в заколонном пространстве при использовании различных жидкостей при одной и той же скорости движения колонны труб. Видно, что количество жидкости, вовлекаемой трубами в движение существенно меньше, когда в скважине вязкопластичная жидкость.

С увеличением скорости движения колонны или с уменьшением  $\tau_o$  толщина неподвижной жидкостной оболочки уменьшается. Оболочка исчезает при  $r_o > R$ . Этот случай требует специального рассмотрения.

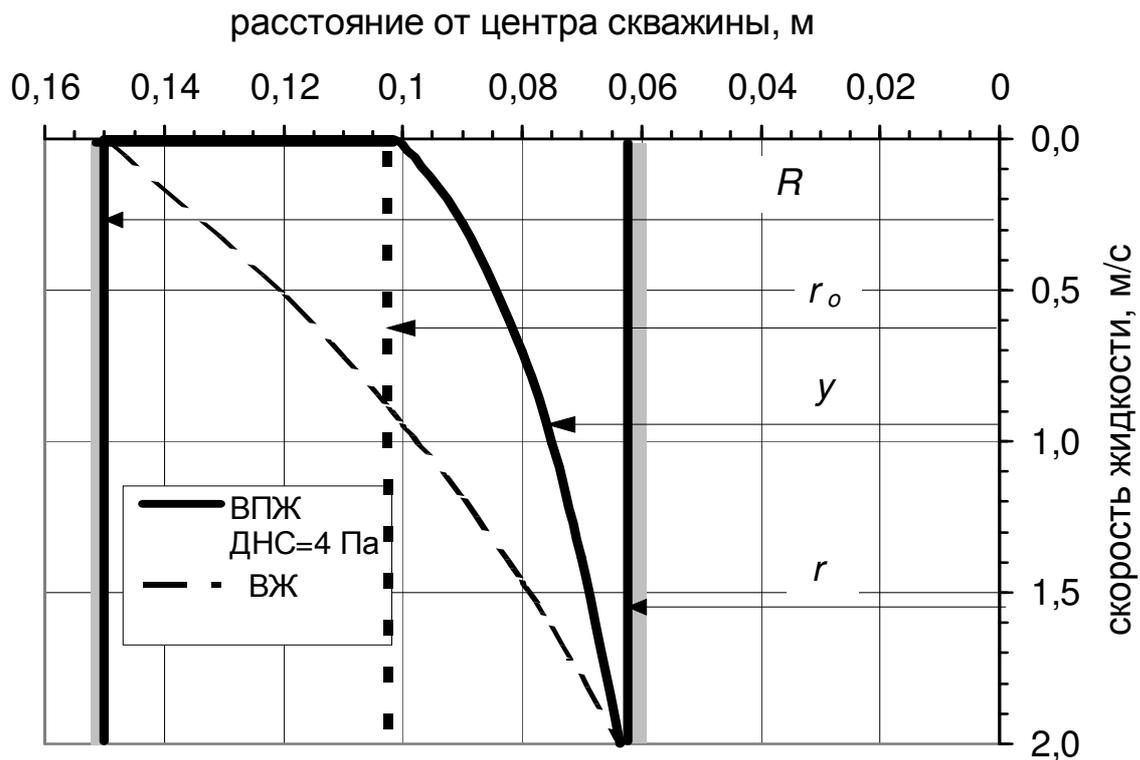


Рис. 14.8. Эпюры скоростей увлекаемого трубой потока вязкопластичной и вязкой жидкостей в заколонном пространстве при спуске бурильной колонны в скважину диаметром 300 мм со скоростью 2 м/с

Если уравнение (14.10) с учетом реологической функции (14.16) проинтегрировать в пределах от  $\tau_r$  до  $\tau_R$ , то получим:

- уравнение для определения скорости спутного потока:

$$u = \frac{\tau_r r}{\eta} \left( \frac{\tau_o}{\tau} - \ln \frac{\tau_o}{\tau_R} - \frac{\tau_o}{\tau_R} \right); \quad (14.25)$$

- уравнение для определения напряжения на стенке трубы при заданной скорости движения (после замены отношений напряжений на отношение радиусов):

$$u_m = \frac{\tau_r r}{\eta} \left( \frac{\tau_o}{\tau_R} - \ln \frac{r}{R} - \frac{\tau_o R}{\tau_r r} \right); \quad (14.26)$$

- уравнение для определения скорости потока на любом расстоянии  $y$  от оси скважины при заданной скорости движения колонны  $u_m$ :

$$u = u_m \frac{\frac{\tau_o R}{\tau_r r} + \ln \frac{y}{R} - \frac{\tau_o y}{\tau_r r}}{\frac{\tau_o R}{\tau_r r} + \ln \frac{r}{R} - \frac{\tau_o}{\tau_r}}; \quad (14.27)$$

- искомую формулу для определения  $K_{ск}$  :

$$K_{ск} = \frac{2}{A_3(R^2 - r^2)} \left[ R^2 \left( \frac{1}{4} - \frac{A_1}{2} \right) - r^2 \left( \frac{1}{4} + \frac{1}{2} \ln \frac{R}{r} - \frac{A_1}{2} \right) - \frac{A_2}{3} (r^3 - R^3) \right], \quad (14.28)$$

где

$$A_1 = \tau_o R / (\tau_r r); \quad A_2 = \tau_o / (\tau_r r); \quad A_3 = \frac{\tau_o}{\tau_r} - \ln \frac{r}{R} - \frac{\tau_o R}{\tau_r r}.$$

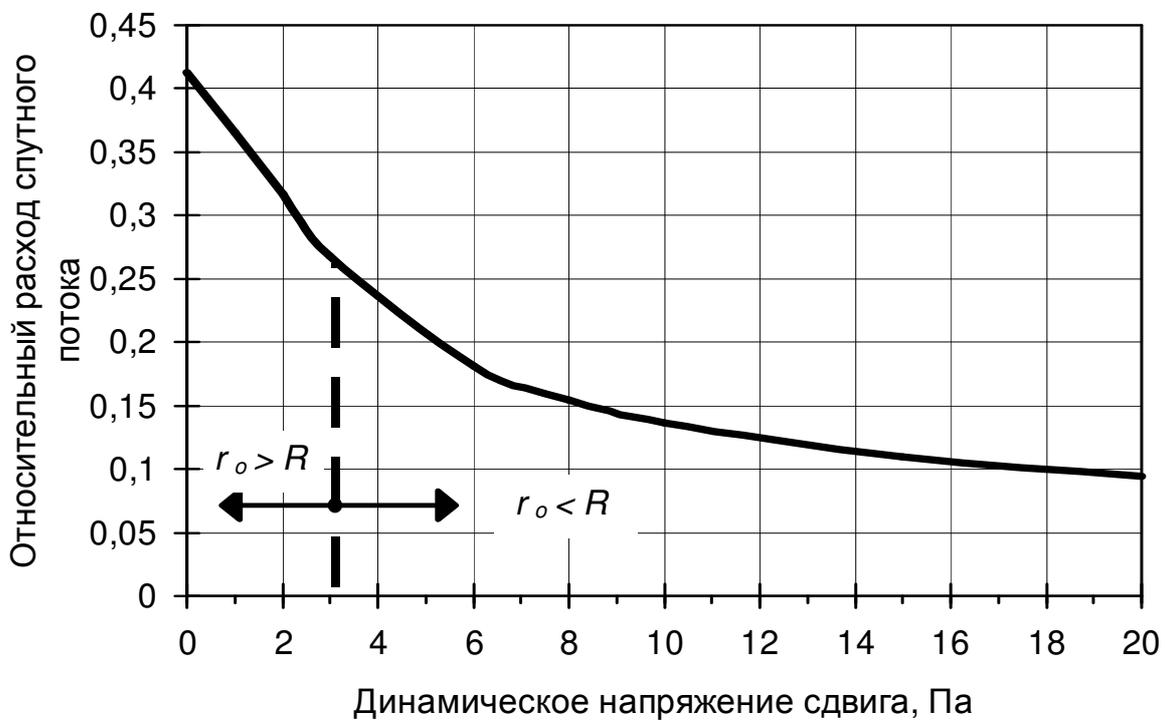


Рис. 14.9. Изменение коэффициента  $K_{ск}$  в зависимости от динамического напряжения сдвига бурового раствора: диаметр долота – 216 мм, диаметр труб – 127 мм, структурная вязкость буровых растворов – 0,02 Па\*с

Величина  $\tau_r$ , как ранее отмечалось, определяется численным методом из уравнения (14.26).

На рис. 14.9 приведен пример зависимости  $K_{ск}$  от  $\tau_o$  для некоторого конкретного соотношения диаметров скважины и трубы.

Расчеты показали, что:

- при  $\tau_o \rightarrow 0$   $K_{ск}$  приближается к значению, равному  $K_{ск}$  для вязких жидкостей, рассчитанному по формуле (14.25);

- при малых  $\tau_0$  (ориентировочно до 3 Па), когда на стенке скважины не формируется “структурная” оболочка, расчет ведется для случая, когда  $R < r_0$  ;
- при  $\tau_0 > 3$  Па имеет место существенное уменьшения спутного (увлекаемого трубами) потока и величины  $K_{ск}$  ;
- применение буровых растворов, обладающих структурной прочностью, сопровождается значительным, подчас кратным, уменьшением  $Q_{ск}$  , что обеспечивает уменьшение величины  $Q_{экр}$  .

#### 14.2.4. Расчет коэффициента $K_{ск}$ для случая, когда в скважине псевдопластичная (степенная) жидкость

В последние годы, в связи с широким применением полимер-глинистых растворов с малым содержанием твердой фазы, все большее применение находят псевдопластичные жидкости, тяготеющие к степенным реологическим моделям с реологической функцией

$$\varphi(\tau) = (\tau/K)^{1/n} . \quad (14.29)$$

Если подставить эту функцию, как в предыдущих случаях с вязкопластичными жидкостями, в уравнение (14.10) и затем проинтегрировать последнее в пределах от  $\tau$  до  $\tau_R$  , то с учетом соотношения  $\tau_R = \tau_r r/R$  получим:

$$u = \frac{\tau_r r}{K^{1/n} (\alpha + 1)} \left[ \tau^{\alpha+1} - \left( \frac{\tau_r r}{R} \right)^{\alpha+1} \right], \quad (14.30)$$

где

$$\alpha = 1/n - 2.$$

На стенке трубы  $u = u_m$ , а  $\tau = \tau_r$ . После несложных преобразований имеем:

$$u_m = \frac{\tau_r^{\alpha+2} r}{K^{1/n} (\alpha + 1)} \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^{\alpha+1} \right]. \quad (14.31)$$

В отличие от предыдущих случаев в данном уравнении  $\tau_r$  можно выразить в явном виде:

$$\tau_r = \left\{ \frac{u_m K^{1/n} (\alpha + 1)}{r \left[ \left( \frac{r}{R} \right)^{\alpha+1} - 1 \right]} \right\}^{\frac{1}{\alpha+2}} . \quad (14.32)$$

Заменяя в (14.30) отношения напряжений на отношения радиусов, приходим к результату:

$$u = \frac{\tau_r^{\alpha+2} r}{K^{1/n} (\alpha + 1)} \left[ \left( \frac{r}{y} \right)^{\alpha+1} - \left( \frac{r}{R} \right)^{\alpha+1} \right]. \quad (14.33)$$

Чтобы найти  $Q_{ск}$ , нужно просуммировать расходы  $dQ_{ск}$  элементарных струек толщиной  $dy$  на радиусе  $y$  при скорости струй  $u$ :

$$dQ_{ск} = 2\pi y \cdot dy \cdot u. \quad (14.34)$$

Подставив (14.33) в это уравнение и интегрируя в пределах от  $r$  до  $R$ , после некоторых преобразований получаем:

$$Q_{ск} = \frac{B_1 B_2}{2} (r^2 - R^2) + \frac{B_1 B_3}{\beta - 2} \left( \frac{1}{r^{\beta-2}} - \frac{1}{R^{\beta-2}} \right), \quad (14.35)$$

где

$$B_1 = \frac{2\pi r \tau_r^{\alpha+2}}{K^{1/n} (\alpha + 1)}, \quad B_2 = \left( \frac{r}{R} \right)^{\alpha+1}, \quad B_3 = r^{\alpha+1}, \quad \beta = \alpha + 1.$$

Искомую величину коэффициента  $K_{ск}$  вычислим по формуле:

$$K_{ск} = \frac{Q_{ск}}{\pi(R^2 - r^2)u_m}. \quad (14.36)$$

Анализ показал, что эпюра скоростей, а следовательно, и величина  $K_{ск}$  не зависят от индекса консистентности  $K$ , а зависят только от показателя реологического поведения жидкости  $n$ . Установлено также, что  $K_{ск}$  не зависит от скорости движения колонны.

На рис. 14.10 показаны зависимости  $u(y)$  при различных значениях  $n$ . Видно, что эпюра скоростей видоизменяется не столь сильно, как при вязкопластичных жидкостях с явно выраженной прочностью структуры.

Рис. 14.11 иллюстрирует зависимость  $K_{ск}(n)$  для тех же расчетных условий, причем  $n=0,99$  имитирует вязкую жидкость. Из анализа приведенной зависимости можно заключить, что влияние  $n$  на  $K_{ск}$  весьма существенно, и им пренебрегать недопустимо.

Итак, мы рассмотрели три случая, отличающиеся реологическими моделями жидкостей, которыми заполнена скважина. Установили, что при вязкой жидкости эпюра скоростей в заколонном пространстве, а также величина  $K_{ск}$  зависят только от соотношения диаметров скважины и труб.

Наиболее сложным является вариант применения вязкопластичной (бингамовской) жидкости, состоящий из двух подвариантов в зависимости от соотношения  $r_o$  и  $R$ , когда вначале нужно определить  $r_o$ , чтобы идентифицировать конкретный подвариант решения, затем вычислить  $\tau$  на стенке трубы и, наконец, определить искомую величину  $K_{ск}$ . Установили также, что при использовании степенной жидкости  $K_{ск}$  зависит от реологических параметров, но только от показателя реологического поведения  $n$ .

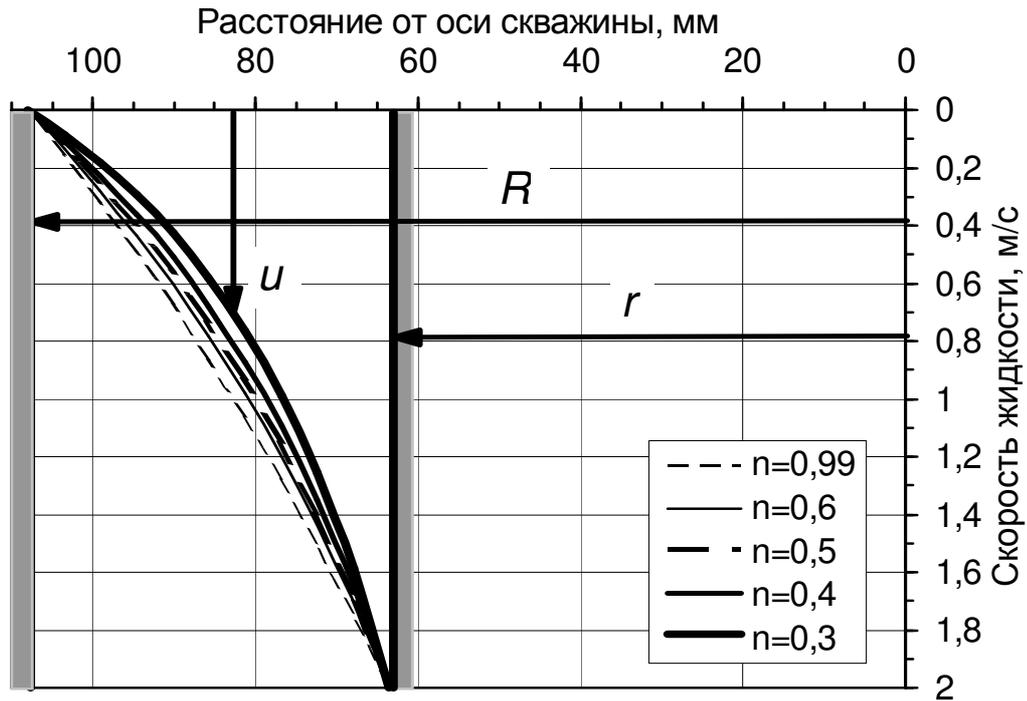


Рис. 14.10. Распределение скоростей жидкости в заколонном пространстве при степенной жидкости: диаметр скважины 215,9 мм, диаметр труб – 127 мм

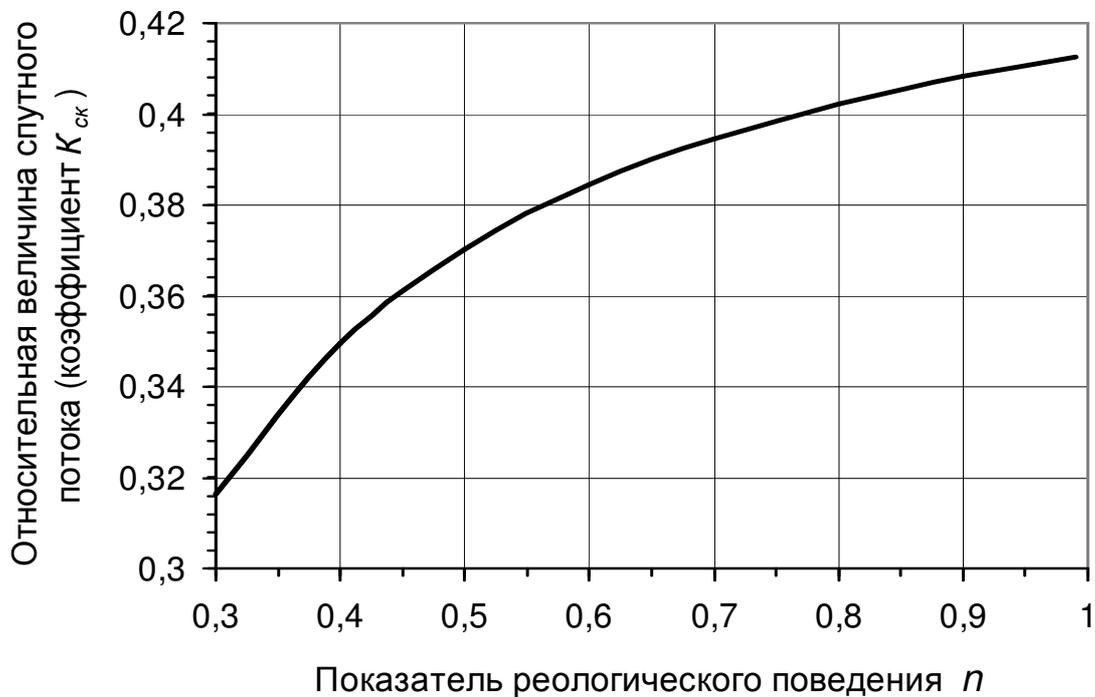


Рис. 14.11. Зависимость коэффициента  $K_{ск}$  от показателя реологического поведения  $n$ : условия расчета те же, что на рис. 14.10

### 14.3. Методика расчета допустимой скорости спуска (подъема) "закрытой" колонны в скважине

Данная задача является обратной по отношению к описанным выше и предполагает введение технологических ограничений на величину либо гидродинамического давления, либо общего давления на "слабый" пласт  $p_{cl}$  (с добавлением гидростатического).

Решение этой задачи сводится к определению такой скорости спуска  $u_{m.дон}$  колонны, при которой выполняется равенство

$$p_{cl} = \rho g L_{cl} + p_{гд}.$$

Задача является типично компьютерной, поскольку требуется организация итерационного цикла по определению искомого  $p_{гд}$  путем изменения  $u_m$ .

Задача определения  $p_{гд}$ ,  $p_{гд.дон}$ ,  $u_m$  и  $u_{m.дон}$  существенно осложняется тем, что не известен расход жидкости, устремляющейся, например, при спуске колонны в трубы. Решение задачи приведено в разделе 15.

### Часть III. Проектирование и оптимизация гидравлических программ буровых процессов

#### 15. Расчет гидродинамических давлений при равномерном движении “открытых” трубных колонн в скважине

В разделе 14 изложена (с обоснованием) методика расчета гидродинамического давления, возникающего при движении “закрытой” колонны, когда жидкость не может поступать внутрь труб при их спуске и вытекать из труб при подъеме. Нет нужды доказывать, что “открытые” колонны труб (если долотные отверстия не забиты или в колонне нет обратного клапана, а также, например, нет пластоиспытателя) создают меньшие по величине гидродинамические давления. Трубное пространство, куда при спуске устремляется (под действием возникающего давления) часть вытесняемой жидкости, является как бы каналом “утечки” давления.

##### 15.1. Методика расчета гидродинамического давления при равномерном движении “открытой” колонны труб

Представим себе двухразмерную бурильную колонну (рис. 15.1), составленную из УБТ диаметром  $d_1$  и бурильных труб диаметром  $d_2$  в скважине диаметром  $D$ . Пусть колонна заканчивается долотом с заданной площадью сечения промывочных каналов (на рис. 15.1 промывочный узел представлен условно одним отверстием).

При равномерном движении вниз в колонну устремляется жидкость с некоторым установившимся расходом  $Q_{\text{в}}$ , являющимся частью расхода вытеснения  $Q_{\text{вт}}$ :

$$Q_{\text{вт}1} = \frac{\pi d_1^2 u_m}{4}$$

или

$$Q_{\text{вт}2} = \frac{\pi d_2^2 u_m}{4}.$$

Иначе говоря, если часть потока “уходит” с расходом  $Q_{\text{в}}$  в трубы, то ровно на столько убывает расход вытеснения как за УБТ, так и за бурильными трубами. А поскольку эквивалентный расход  $Q_{\text{экв}}$  состоит из  $Q_{\text{вт}}$  и  $Q_{\text{ск}}$  (см. часть II, раздел 14), то и  $Q_{\text{экв}}$  уменьшается на каждом участке на  $Q_{\text{в}}$ . Итак, для “открытой” колонны эквивалентный расход равен  $Q_{\text{экв}}$ , за трубой диаметром  $d_i$  равен  $Q_{\text{экв}}$  для “закрытой” колонны за вычетом  $Q_{\text{в}}$ :

$$Q_{\text{экв},i} = Q_{\text{ск},i} + Q_{\text{вт},i} - Q_{\text{в}}$$

или более конкретно (с заменой  $d_i$  на  $d_{\text{ни}}$ ):

$$Q_{экви} = K_{ск} \cdot u_m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_{ни}^2) + u_m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ни}^2 - Q_в. \quad (15.1)$$

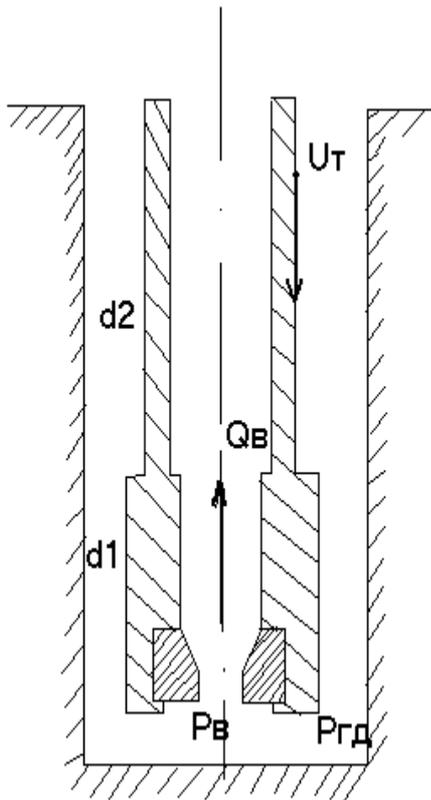


Рис. 15.1. К расчету гидродинамического давления при спуске “открытой” колонны

Если бы было известно заранее  $Q_в$ , то не было бы никаких проблем с определением  $Q_{экви}$  и, следовательно,  $p_{зд}$ . Значит, нужно еще одно уравнение или условие, обеспечивающее определение  $Q_в$ .

Расход  $Q_в$  поддерживается давлением  $p_в$ , а оно неизбежно равно  $p_{зд}$  в заколонном пространстве:

$$p_в = p_{зд}. \quad (15.2)$$

Следовательно, расход  $Q_в$  должен быть точно таким, чтобы выполнялось условие (15.2).

Величина  $p_в$  численно равна потерям давления при движении жидкости по трубам снизу вверх (как при “обратной” промывке).

Чтобы найти  $Q_в$  для конкретного случая спуска, нужно, предварительно задавшись  $u_{m1}$ , выбрать первое ориентировочное значение  $Q_{в1}$ . Вычислить потери в трубах  $p_в$  (по изложенным в разделах 4...11 методикам) и прибавить к ним перепад на долоте:

$$P_д = \frac{8 \cdot Q_{в1}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_о^4 \cdot z^2 \cdot \mu_{сн}^2}, \quad (15.3)$$

где  $\mu_{сн} = 0,85$  (резкое сужение при входе жидкости в насадки снизу).

Приняв  $Q_в = Q_{в1}$ , по формуле (15.1) вычислим  $Q_{экви}$  и, пользуясь изложенной ранее методикой (см. раздел 14, часть II), находим  $p_{зд1}$ . Если теперь выяснится, что  $p_{зд1} > p_{в1}$ , то нужно повторить расчет  $p_в$  и  $p_{зд}$  при увеличенном на некоторую величину расходе  $Q_{в2}$ . Если же неравенство будет противоположное, то  $Q_в$  нужно уменьшать и продолжать пересчитывать до тех пор, пока не выполнится условие (15.2). В связи с тем, что в процессе изменения  $Q_в$  от малых до больших значений вполне возможен переход от структурного (ламинарного) режима к турбулентному, расчет  $p_{зд}$  сведется к вычислительной процедуре с использованием разных формул в зависимости от соотношения  $Q_в$  и  $Q_{кр}$  на различных участках (секциях) трубного пространства. Такие расчеты правильнее всего поручать ЭВМ. Более того, задача определения  $p_{зд}$  при движении “открытой” колонны предполагает организацию итерационного цикла для предварительного определения  $Q_в$ , что является типично “компьютерной” задачей.

## 15.2. Расчет допустимой скорости движения “открытой” колонны нефтепромысловых труб

Предыдущую задачу назовем прямой задачей: задаемся  $u_m$  и определяем, какое при этой скорости будет  $p_{zd}$ . А теперь рассмотрим обратную задачу: нужно найти скорость  $u_m$ , при которой давление на “слабый” пласт  $p_{cl} = \rho g L_{cl} + p_{zd}$  достигает предельно допустимого значения ( $L_{cl}$  – глубина расположения кровли “слабого” пласта).

Вырисовывается следующий алгоритм решения этой еще более, чем предыдущая, “компьютерной” задачи.

Вначале задаемся  $u_m$  (произвольно); затем задаемся  $p_e$  (тоже произвольно); проверяем условие  $p_e = p_{zd}$ ; затем, меняя постепенно (ступенчато)  $Q_e$ , добиваемся выполнения этого условия и принимаем  $p_e$  (или  $p_{zd}$ , что одно и то же) за искомое значение  $p_{zd}$ . До этого момента реализуется алгоритм решения уже известной нам прямой задачи.

Далее начинается новое. Скорее всего, абсолютное давление на слабый пласт  $p_{cl}$  окажется либо больше, либо меньше допустимого давления, например, давления гидроразрыва  $p_{zр}$ . Если  $p_{cl} < p_{zр}$ , то нужно наметить новую скорость  $u_m$ , превышающую предельную. В противном случае – поступить наоборот. Решению соответствует скорость  $u_m$ , при которой  $p_{cl} = p_{zр}$ . Но (и это главное), меняя  $u_m$ , придется провести заново поиск  $Q_e$ , чтобы рассчитать  $p_{zd}$ . И если и в этом случае  $p_{cl} \neq p_{zd}$ , то придется снова изменить  $u_m$  и т.д. Таким образом, программа для ЭВМ должна иметь два расчетных цикла. Один – для поиска  $Q_e$  и  $p_{zd}$ . Второй, включающий в себя первый, – для определения  $u_{m,дон}$ , при которой выполняется условие  $p_{cl} = p_{zd}$ .

Таким образом, в случае “открытой” колонны при каждой новой скорости спуска (подъема)  $u_m$  в итерационном цикле осуществляется внутренний итерационный цикл с целью определения  $Q_e$  и  $p_{zd}$ . В реальном масштабе времени решение такой задачи под силу только ЭВМ.

Знание величины  $Q_e$  позволяет прогнозировать перелив жидкости (“сифон”) из труб при спуске колонны, например, после наворота пустой свечи. Для этого достаточно сравнить скорость спуска труб со средней скоростью движения жидкости в трубах верхней секции  $v_e$ . Если  $v_e > u_m$ , то перелив неизбежен, и даже можно предсказать, в какой момент спуска свечи начнется перелив жидкости.

Эта методика определения  $p_{zd}$  и  $u_{m,дон}$  для “открытых” колонн впервые разработана и реализована на ЭВМ в 1977 году П.Ф. Осиповым [4,5]. Значительно позднее аналогичная методика опубликована в работе [2].

## 16. Неустановившиеся течения буровых жидкостей в скважине

До сих пор мы рассматривали только установившиеся течения, когда в каждой данной точке пространства, через которую проходит поток жидкости, скорость не зависит от времени. При строительстве скважины приходится иметь дело с неустановившимися течениями, типичными примерами которых являются так называемое “отрывное” течение (иногда пишут в литературе: “режим свободного падения” цементного раствора) при цементировании и процесс движения газовой пачки (во время промывки) в заколонном пространстве.

### 16.1. Расчет гидродинамических параметров при цементировании обсадных колонн. Прогнозирование отрывного течения

Общеизвестен факт уменьшения давления на устье в процессе закачки в обсадную колонну цементного раствора, имеющего более высокую плотность, чем буровой раствор (например,  $1850 \text{ кг/м}^3$  против  $1150 \text{ кг/м}^3$ ). Если закачивать в колонну труб с внутренним диаметром  $d_в$  цементный раствор с расходом  $Q_n$ , то через время  $t$  от начала закачки в трубах образуется столб цементного раствора длиной  $h_ц$  (рис. 16.1а):

$$h_ц = \frac{4Q_n t}{\pi d_в^2}. \quad (16.1)$$

Если бы плотность цементного раствора  $\rho_ц$  была равна плотности бурового  $\rho_p$ , то в процессе закачки первого давление на выходе в трубы  $p_n$  было бы равно сумме гидравлических сопротивлений. В противном случае:

$$\begin{aligned} p_n + (\rho_ц - \rho_p)gh_ц &= p_ц + p_p; \\ p_n &= p_ц + p_p - (\rho_ц - \rho_p)gh_ц, \end{aligned} \quad (16.2)$$

где  $p_ц$  и  $p_p$  – потери давления при движении соответственно порций цементного раствора и бурового растворов. Обозначим сумму потерь давления через  $p_{ном}$ :

$$p_n = p_{ном} - (\rho_ц - \rho_p)gh_ц. \quad (16.3)$$

Проследим, что будет происходить с правой частью по мере увеличения  $h_ц$  в процессе закачки цементного раствора с постоянным – подчеркиваем – расходом  $Q_n$ . Потери давления  $p_ц$  на единицу длины труб, как правило, больше  $p_p$  при движении бурового раствора, но сумма потерь растет несравнимо медленнее, чем величина  $(\rho_ц - \rho_p)gh_ц$ .

В результате неизбежно наступает момент, когда  $p_{ном} = (\rho_ц - \rho_p)gh_ц$ , а  $p_n = 0$ .

С этого момента начинается “отрывное” течение, когда жидкость, закачиваемая насосом в трубы, течет безнапорно, в буквальном смысле льется (свободно падает) в трубы, падая в них под собственным весом до свободного уровня цементного раствора в трубах. Эта ситуация показана на рис. 16.1б.

Высота столба цементного раствора, равная моменту “отрыва”, найдется по формуле:

$$h_{\text{ц}} = \frac{P_{\text{ном}}}{(\rho_{\text{ц}} - \rho_{\text{р}})g}. \quad (16.4)$$

Как видим, величина  $h_{\text{ц}}$  зависит от потерь давления, следовательно, от расхода  $Q_{\text{н}}$ . Чем больше  $Q_{\text{н}}$ , тем больше  $h_{\text{ц}}$ . Иначе говоря, отрывное течение при больших  $Q_{\text{н}}$  наступает позже (если оценивать “позже” или “раньше” не по времени, а по объему закачанной жидкости).

Начиная с момента достижения  $h_{\text{ц}}$ , дальнейшая закачка жидкости приводит к разрыву сплошности потока.

В трубах на устье создается вакуум. Расход выходящего из скважины раствора  $Q$  становится больше  $Q_{\text{н}}$  (вначале “отрыва”). Если зафиксировать один из моментов “отрывного” течения (рис. 16.1 б),

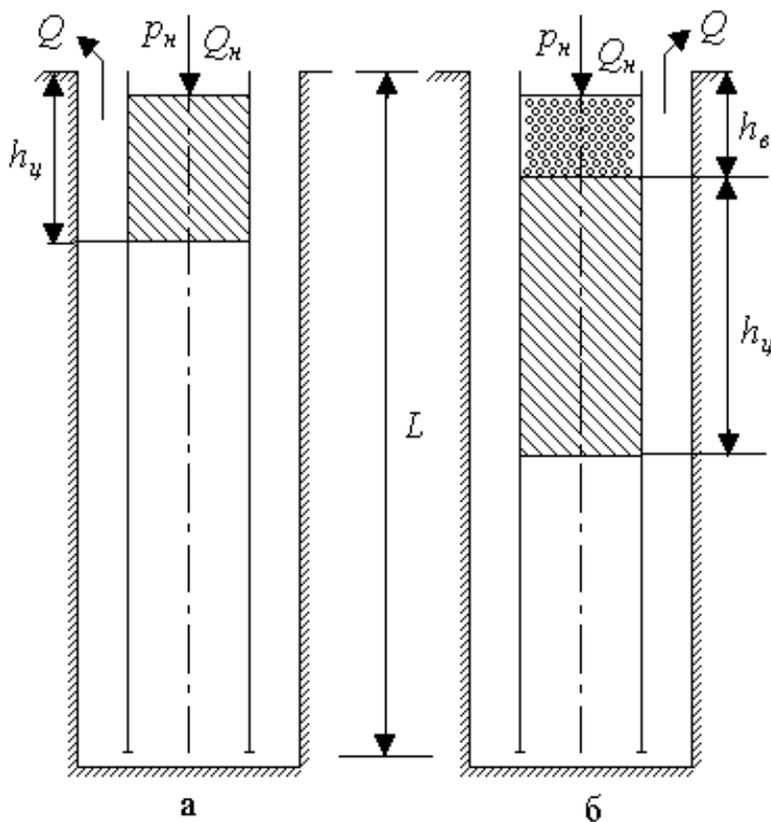


Рис. 16.1. К анализу отрывного течения при закачке цементного раствора в трубы

то справедливо равенство:

$$(\rho_{\text{ц}} - \rho_{\text{р}})gh_{\text{ц}} - \rho_{\text{р}}gh_{\text{в}} = P_{\text{ном}}. \quad (16.5)$$

В следующий момент времени, по прошествии времени  $\Delta t$ , величина  $h_{\text{ц}}$  увеличится, следовательно, левая часть уравнения станет больше правой. Как результат этого, расход  $Q$  должен будет возрасти снова ровно настолько, чтобы восстановить знак равенства в уравнении. В следующий момент баланс давлений снова нарушится и придется расходу  $Q$  снова возрасти и т.д. Совершенно ясно, что движение “оторвавшегося” потока становится неустановившимся.

Методика расчета  $P_{\text{ном}}$  представляет собой вычислительную процедуру с применением различных формул в зависимости от режима движения, не говоря уже о том, что колонна труб и затрубное пространство не однообразно, а имеет участки, отличающиеся либо внутренним диаметром труб  $d_{\text{в}}$ , либо их наружным диаметром  $d_{\text{н}}$ , либо диаметром скважины  $D_{\text{скв}}$ . По этой причине задача может быть решена только с использованием принципа “квазистационарности”, когда нестационарный (неустановившийся) процесс представляют как последо-

вательность непродолжительных стационарных процессов. Разумеется, такое решение является заведомо приближенным, а величина погрешности решения будет зависеть от шага по времени (или по объему порций закачиваемой жидкости), в течение которого процесс условно можно считать стационарным. В этом случае  $Q$  меняется уже не плавно, как в натуре, а скачкообразно (на модели реального процесса).

Рассмотрим закачку цементного раствора в трубы. Пока закачивается раствор,  $h_u$  будет увеличиваться, расход  $Q$  – расти. Следовательно, уровень цементного раствора будет удаляться от устья, что означает нарастание разности  $Q - Q_n$  и увеличение  $h_u$ . Чтобы смоделировать процесс, необходимо начать слежение за “отрывным” течением с самого его начала, когда конец  $h_u$  соответствует уравнению (16.4), накапливая поэтапно активную часть внешних сил, заставляющих жидкость двигаться или препятствующих этому. Если  $f_m$  – сечение канала трубы, то для каждого момента времени закачки, пока цементный раствор не вышел в заколонное пространство, будет справедливо уравнение:

$$\sum_{i=1}^i \left[ (\rho_u - \rho_p) g \frac{Q_n \Delta t_i}{f_m} \right] - \sum_{i=1}^i \left[ \rho_p g \frac{(Q_i - Q_n) \Delta t_i}{f_m} \right] = P_{ном}. \quad (16.6)$$

В этом уравнении первый член представляет собой текущее значение  $(\rho_u - \rho_p)gh_u$ , а второй – значение  $\rho_p gh_e$ .

Аналогично можно составить уравнение для случая продавки цементного раствора без вытеснения и с вытеснением последнего в заколонное пространство.

В реальных условиях обсадные колонны, как правило, всегда разноразмерны, и секции отличаются, по крайней мере, внутренним диаметром. Поэтому решение такой задачи лучше всего “поручать” ЭВМ.

Основным отрицательным следствием появления отрывного течения является потеря контроля за расходом жидкости. Однако управлять отрывным течением все же можно, если в ходе закачки или продавки менять  $Q_n$ . В отличие от напорного режима (безотрывного), когда всегда  $Q = Q_n$ , в данном случае изменение  $Q_n$  не вызовет немедленного изменения  $Q$  на соответствующую величину. Потребуется некоторое время на “реакцию” системы на изменение  $Q_n$ . Тем не менее это единственный путь влияния на  $Q$ . А управлять расходом  $Q$  крайне необходимо. Предположим, что запланирован поршневой режим закачки (ограничение  $Q$ ). Пока  $Q = Q_n$ , нет проблем с управлением расходом  $Q$ . В “отрывном” режиме, когда  $Q$  начинает самопроизвольно расти, поршневой режим начинает переходить в структурный с малым радиусом структурного ядра или даже в ламинарный, что делает режим вытеснения неудовлетворительным. Чтобы вернуть режим в поршневой, придется уменьшить  $Q_n$ , добиваясь постепенного уменьшения  $Q$  до нужного значения.

Расчеты на ЭВМ показывают, что игнорирование “отрывного” течения, когда своенравное поведение “оторвавшегося” потока может ввести режим в невыгодную область, часто приводит к плачевным результатам: преждевременному выходу цемента на устье из-за чрезмерного проникновения вытесняющей

жидкости в вытесняемую, возникновению больших объемов смесей цементного и бурового растворов с высокими СНС,  $\tau_0$ ,  $\eta$ , но с низкими прочностными показателями цементного камня. Могут образовываться пачки смесей бурового и цементного растворов со столь высокими структурно-механическими показателями (результат коагуляции бурового раствора), что потери давления сделают жидкость непрокачиваемой, вынуждая оставлять цементный раствор в трубах (весь объем или его часть).

На рис. 16.2 показан "типичный" (хотя и схематизированный) для одноразмерной колонны график изменения расходов  $Q_n$ ,  $Q$  и давления  $p_y$  в зависимости от времени закачки и продавки. На участке *ав* идет закачка цемента в безотрывном режиме. При этом  $Q_n=Q$ , а устьевое давление равно  $p_y$  и постепенно снижается до нуля при  $t=t_{omp}$  (линия  $f_0$ ). Если не менять  $Q_n$ , то вплоть до  $t_{max}$  расход  $Q$  (расход выходящего из скважины раствора) будет нарастать, а затем уменьшаться, возвращаясь к значению  $Q_n=Q$  в момент времени  $t_{cx}$ , когда поток  $Q_n$  сойдется со свободным уровнем жидкости в трубах (точки *С* и *n*). После этого давление  $p_y$  начинает увеличиваться вследствие того, что более тяжелый цементный раствор выходит в заколонное пространство, где гидростатическое давление начинает превышать таковое в трубах. Время  $t_{cx}$  наступает после того, когда цементный раствор в затрубном пространстве уже поднят на некоторую высоту (от "башмака" колонны)  $h_y$ :

$$h_y = L - h_{np} - \frac{P_{nom}}{(\rho_y - \rho)g}, \quad (16.7)$$

где  $L$  – длина колонны (глубина скважины);

$h_{np}$  – высота, занимаемая в трубах продавочной жидкостью;

$P_{nom}$  – гидравлические потери давления.

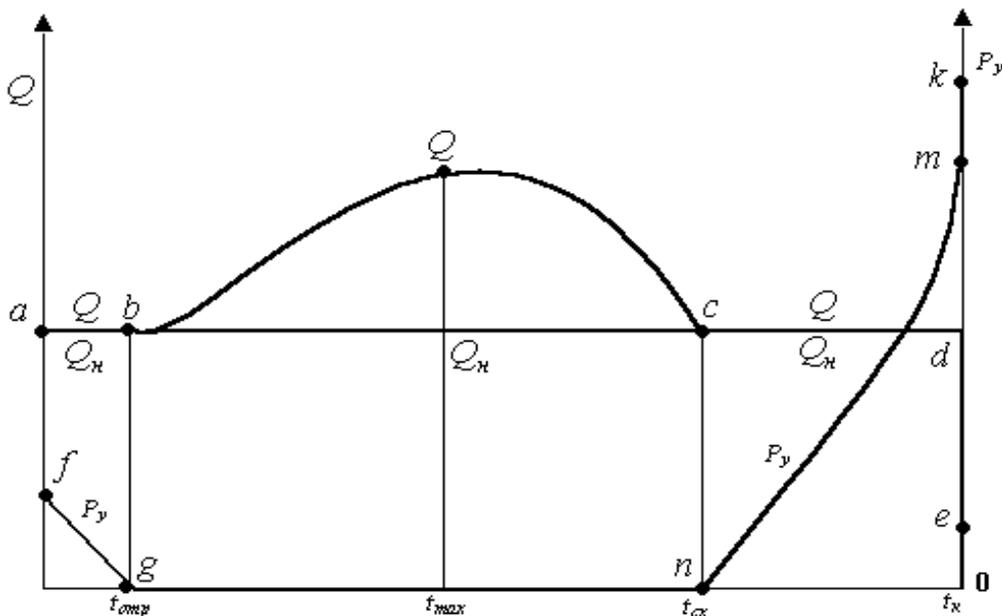


Рис. 16.2. Графики изменения расходов жидкостей и давления на устье при цементировании одноразмерной обсадной колонны

От момента времени  $t_{cx}$  до  $t_k$  (время завершения продавки) высота цементного раствора в трубах будет уменьшаться, а высота  $h_{кц}$ , напротив, увеличиваться, поэтому  $p_y$  состоит на этом этапе из гидравлических потерь и избытка гидростатического давления  $(\rho_{ц} - \rho_p) \cdot (h_{кц} - h_{ц})g$ . В конце продавки обычно расход  $Q_n$  резко уменьшают (линия  $de$ ), а после "посадки" цементировочной пробки на обратный клапан давление увеличивают специально на некоторую величину (отрезок  $mk$ ), превышающую давление на насосах до "посадки" пробки (точка  $m$ ).

Изложенная здесь методика расчета позволяет уверенно составить гидравлическую программу цементирования на участке от  $t_{omp}$  до  $t_{cx}$  (при "отрывном" течении). Из рис. 16.2 видно, что допущено увеличение  $Q$  свыше  $Q_n$ . Следовало бы (если есть у технолога желание "исправить" программу), приближаясь к точке  $g$ , начинать планомерное уменьшение  $Q_n$  с таким расчетом, чтобы  $Q$  не оказался больше  $Q_n$  в начале закачки. После  $t_{max}$  следовало бы начинать увеличение  $Q_n$  (и тоже) для сохранения  $Q$  на уровне начального расхода  $Q_n$ .

Расчетная ситуация существенно усложняется при цементировании разно-размерных колонн, составленных из труб различного диаметра и с разными толщинами стенок, и особенно – при цементировании отдельно спускаемых на бурильных трубах секций обсадных колонн. Кроме разноразмерности колонн и различия в свойствах жидкостей, имеет место скачкообразное изменение режима течения на различных участках циркуляционной системы скважины. В таких условиях гидравлические расчеты можно выполнить только путем организации вычислительной процедуры на базе компьютерных программ.

П.Ф. Осиповым и Ю.Л. Логачевым разработана программа расчета гидравлического режима цементирования, в которой реализованы следующие возможности:

- использование неограниченного количества секций и типоразмеров труб;
- применение одного или двух порций цементного раствора;
- отсутствие ограничений на количество участков скважины с различными значениями коэффициентов кавернозности;
- постоянный контроль за давлением на устье и давлением на слабый пласт, расходом жидкости на выходе из скважины, объемами закачанных жидкостей, критическими расходами по элементам гидравлического канала;
- визуальный контроль за параметрами процесса цементирования: высотой безнапорного (длиной "отрывного" столба) течения, объемами движущихся жидкостей и их местоположением в скважине;
- остановка процесса с возвратом на любое предыдущее состояние с возможностью изменения расхода закачки и (или) временного отрезка  $\Delta t_i$ .

Программа применялась при разработке технологии цементирования ряда обсадных колонн (или их секций), в том числе – нижней секции обсадной колонны диаметром 244,5 мм в одной из сверхглубоких скважин в Республике Коми.

Исходные данные для расчета:

- длина отдельно спускаемой секции обсадной – 1338 м;
- интервал расположения секции в скважине – 3964...5302 м;
- секция спущена на буровой колонне, составленной из труб диаметром 127 мм (1080 м) и 139,7 мм (2884 м);
- применялись облегченный цемент (цементно-резиновая смесь) с плотностью цементного раствора 1550...1600 кг/м<sup>3</sup> и чистый цемент со средней плотностью раствора 1700 кг/м<sup>3</sup>; объемы растворов составили соответственно 40 и 62,7 м<sup>3</sup>;
- плотность бурового раствора и продажной жидкости – 1260 кг/м<sup>3</sup>;
- коэффициент кавернозности в интервале цементирования – 1,83.

Высокие значения критических расходов цементных растворов в обсадной колонне (45 дм<sup>3</sup>/с) и в заколонном пространстве (35 дм<sup>3</sup>/с), ограниченные технические возможности реализации турбулентных режимов вытеснения жидкостей требовали проведения гидравлических режимов, ориентированных на “пробковый” режим замещения. Анализ профиля скоростей показал, что удовлетворительные результаты могут быть получены, если расход жидкости в обсадной колонне не превысит 7...7,5 дм<sup>3</sup>/с, а в заколонном пространстве – 4,5...5,5 дм<sup>3</sup>/с.

Таблица 16.1

Гидравлическая программа цементирования нижней секции обсадной колонны диаметром 244,5 мм в Тимано-Печорской опорной скважине

Текущее время от начала закачки буферной жидкости, мин	Расход закачки в трубы, дм <sup>3</sup> /с	Расход жидкости через “башмак” колонны, дм <sup>3</sup> /с	Расстояние от устья до уровня жидкости в колонне (длина отрыва), м	Примечания
1	2	3	4	5
<b>1-й вариант</b>				
0...7	5	5		Закачка буферной жидкости
7...11	7	7		Начало закачки облегченного цементного раствора
11...23	21	21		Закачка цементного раствора
23...27	21	21...28	0...24	Начало отрывного течения
27...39	21	28...24... <b>30</b>	24...446	Закачка цементного раствора
39...42	21	<b>30</b> ...23	446...490	Конец закачки облегченного цементного раствора

Окончание табл. 16.1

1	2	3	4	5
39...42	21	<b>30...23</b>	446...490	Конец закачки облегченного цементного раствора
42...54	7,5	23...9,4	490...747	Начало закачки “чистого” цемента. Цементный раствор достиг “головы” секции
54...134	7,5	9,4...7,6	747...1317	Закачка цементного раствора. Выход цемента в затрубное пространство на 122-й мин.
134...181	7,5	7,6...7,5	1317... <b>1332</b>	Конец закачки цементного раствора
181...222	7,5	7,5... <b>4,3</b> ...5,1	1332...836	Продавка
222...266	7,5	5,1...4,7...4,8	836...192	Продавка
266...294	7,5	4,8...6,3...7,5	192...0	Продавка. Конец отрывного течения
294...377	7,5	7,5		Продавка
<b>2-й вариант</b>				
0...4	7,5	7,5		Закачка буферной жидкости
4...16	7,5	7,5		Начало закачки облегченного цементного раствора
16...28	15	15		Закачка цементного раствора
28...48	15	15... <b>22,9</b>	0...600	Начало отрывного течения
48...55	15	<b>22,9</b> ...14,8... 16	600	Вход цемента в секцию обсадной колонны
55...95	15	16...19,6...16,6	600...1251	Закачка цементного раствора
95...125	15	16,6...15,2... 11	1251... <b>1306</b> ... 1286	Выход цементного раствора в затрубное пространство
125...163	7,5	11...7...5	1286...836	Продавка
163...207	7,5	5... <b>4,7</b> ...4,8	836...193	Продавка
207...232	7,5	4,8...6...6,3	193...0	Продавка
232...321	7,5	7,5		Безотрывное течение. Завершение продавки

Качество замещения при движении жидкостей в бурильных трубах могло быть обеспечено применением в качестве буферной жидкости водного раствора кальцинированной соды, и потому на начальном этапе, когда цементный раствор движется по бурильным трубам, расход закачки его можно не регламентировать (он определяется техническими возможностями: количеством цементно-смесительных машин и агрегатов, размещением цементов по смесителям, наличием осреднительной емкости и ее объемом).

В табл. 16.1 приведены результаты расчетов режима цементирования секции на ЭВМ в двух вариантах.

В первом варианте “пробковый” режим замещения вводится в момент, когда цементный раствор достигнет обсадной колонны (39...42-я мин). В дальнейшем весь процесс осуществляется с ограничением величины расхода жидкости (подачи насосов), в том числе и при продавке. **Второй вариант** отличается от первого тем, что с целью ускорения процесса ограничение расхода вводится только после того, как цементный раствор достигнет “башмака” колонны (48...49-я мин).

Расчеты показали, что в обоих вариантах максимальный “отрыв” цементного раствора в колонне достигает **1300 м**. После начала отрывного течения наблюдается увеличение расхода на выходе (по сравнению с расходом на входе в колонну). В первом варианте, например, максимальный расход на выходе достиг  $30 \text{ дм}^3/\text{с}$ , что в 1,5 раза больше расхода закачки. По этой причине происходит увеличение расстояния от устья до жидкости в колонне, а после выхода цементного раствора в заколонное пространство и завершения закачки цемента расход на выходе становится меньше расхода закачки продавочной жидкости (тоже приблизительно в 1,5 раза), и длина отрыва начинает уменьшаться. Для реализации 1-го варианта технологии цементирования требуется более 6 часов, а 2-го варианта – 5 часов 20 минут, что потребует введения эффективных замедлителей схватывания цементных растворов.

Время цементирования можно сократить, если начать затворение цемента тремя или четырьмя смесителями (как в 1-м варианте), распределив весь облегченный цемент (50 т) на соответствующее количество смесительных машин. Можно снять ограничения на скорость потока в обсадной колонне, применив подвесную (встроенную) цементировочную пробку, что позволит увеличить расход при затворении части чистого цемента (до выхода его в заколонное пространство). Увеличение расхода при закачке цементного раствора несколько уменьшит длину отрыва потока.

На упомянутой скважине был осуществлен режим, близкий ко 2-му варианту.

На рис. 16.3 приведены расчетные графики изменения расходов в колонне, в заколонном пространстве и длины отрывного течения во времени для 2-го варианта цементирования. Видно, что при постоянном расходе закачки на начальном этапе цементирования наблюдается колебание расхода жидкости на выходе из скважины, что является **реакцией программы на частое изменение сечения колонны на стыках секций и диаметра скважины из-за каверн**.

На рис. 16.4 приведены графики изменения давлений в скважине и в колонне в процессе цементирования.

Эксплуатация программы для разработки регламентов цементирования различных колонн (не только отдельно спускаемых секций) позволила сделать следующие выводы:

1. Расход жидкости на выходе из скважины может существенно отличаться от подачи насосов при закачке, что может перевести запланированный пробковый (или турбулентный) режимы в сторону нежелательного развитого ламинарного режима. Степень замещения при этом резко уменьшится.

2. Если плотность цементного раствора отличается от плотности бурового более чем на  $200...250 \text{ кг/м}^3$ , то проектирование **оптимального** гидравлического режима цементирования без использования программ, подобных описанной, практически невозможно.

3. “Отрыв” жидкости достигает величин, соизмеримых с длинами секций обсадной колонны. Игнорирование величины отрыва приводит к недопустимым ошибкам в расчетах моментов времени прохождения границ жидкостей контрольных сечений в колонне.

4. Расходом жидкости на выходе из скважины можно управлять изменением расхода жидкости при закачке. При этом нужно иметь в виду, что первый расход реагирует на изменение второго с заметным запаздыванием.

5. Для расхода жидкости на выходе при цементировании разноразмерных колонн (или одноразмерных в сильно кавернозном стволе) характерно его непостоянство, за исключением случаев безотрывного течения. Колебание расхода зависит не только от подачи насосов, но и от размеров труб в колонне (при переходе, например, из бурильной трубы в обсадную колонну большого диаметра длина цементного столба уменьшается), от длины и размеров кавернозной части скважины. Наблюдается резкое уменьшение расхода на завершающем этапе (при заполнении цементом затрубного пространства), и оно не всегда связано с поглощением бурового раствора.

6. Для обеспечения реального управления процессом цементирования на этапе затворения и закачки цемента, когда при традиционной схеме приготовления цементного раствора изменить подачу насосов можно, только подключив или, наоборот, отключив одну или несколько цементно-смесительных машин, необходимо иметь осреднительную емкость, размеры которой позволяли бы при необходимости накапливать избыточный объем цементного раствора (из-за разности в расходах затворения и закачки).

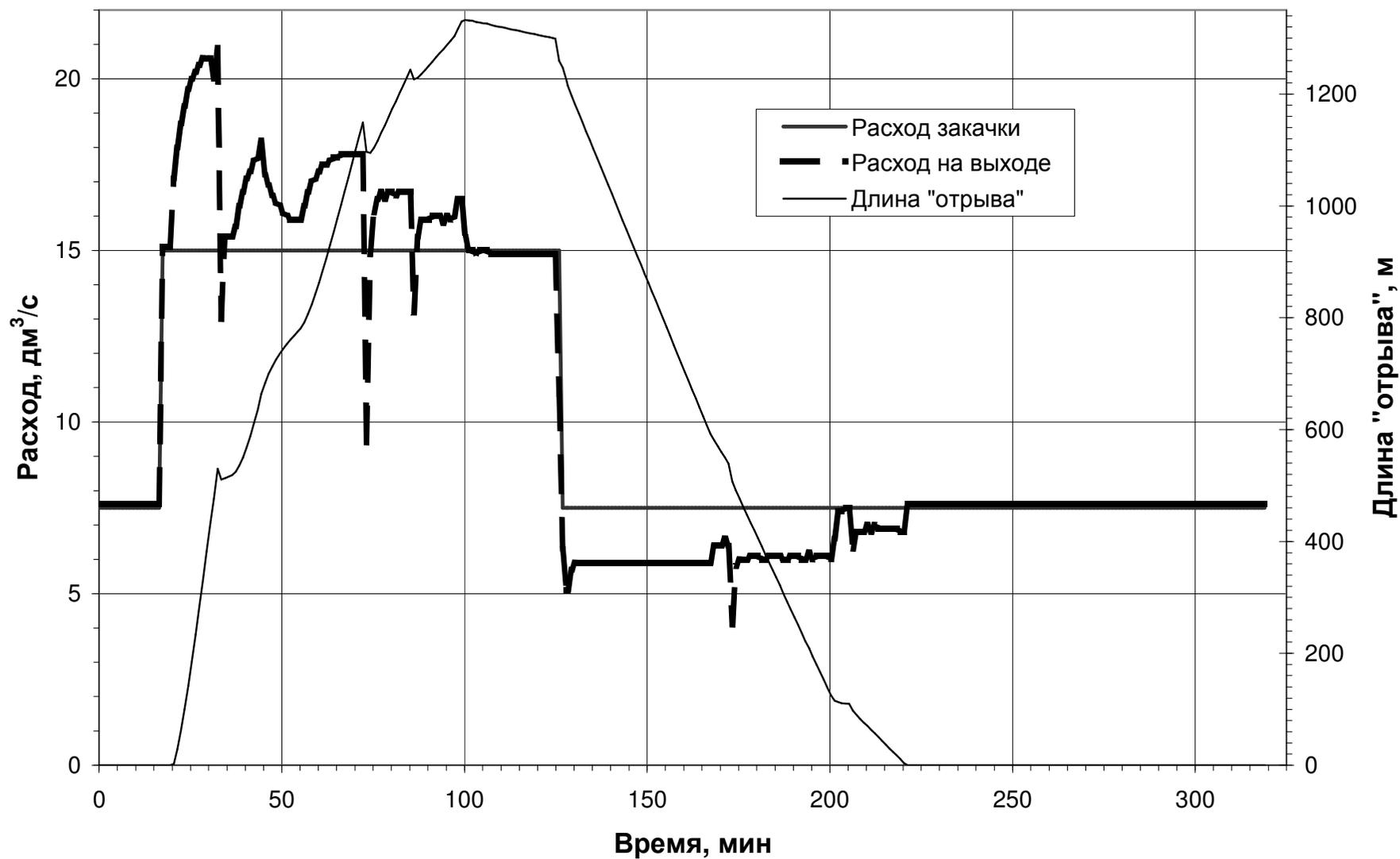


Рис. 16.3. Изменение подачи насосов, расхода жидкости на выходе из скважины и длины "отрыва" потока во времени в процессе цементирования колонны

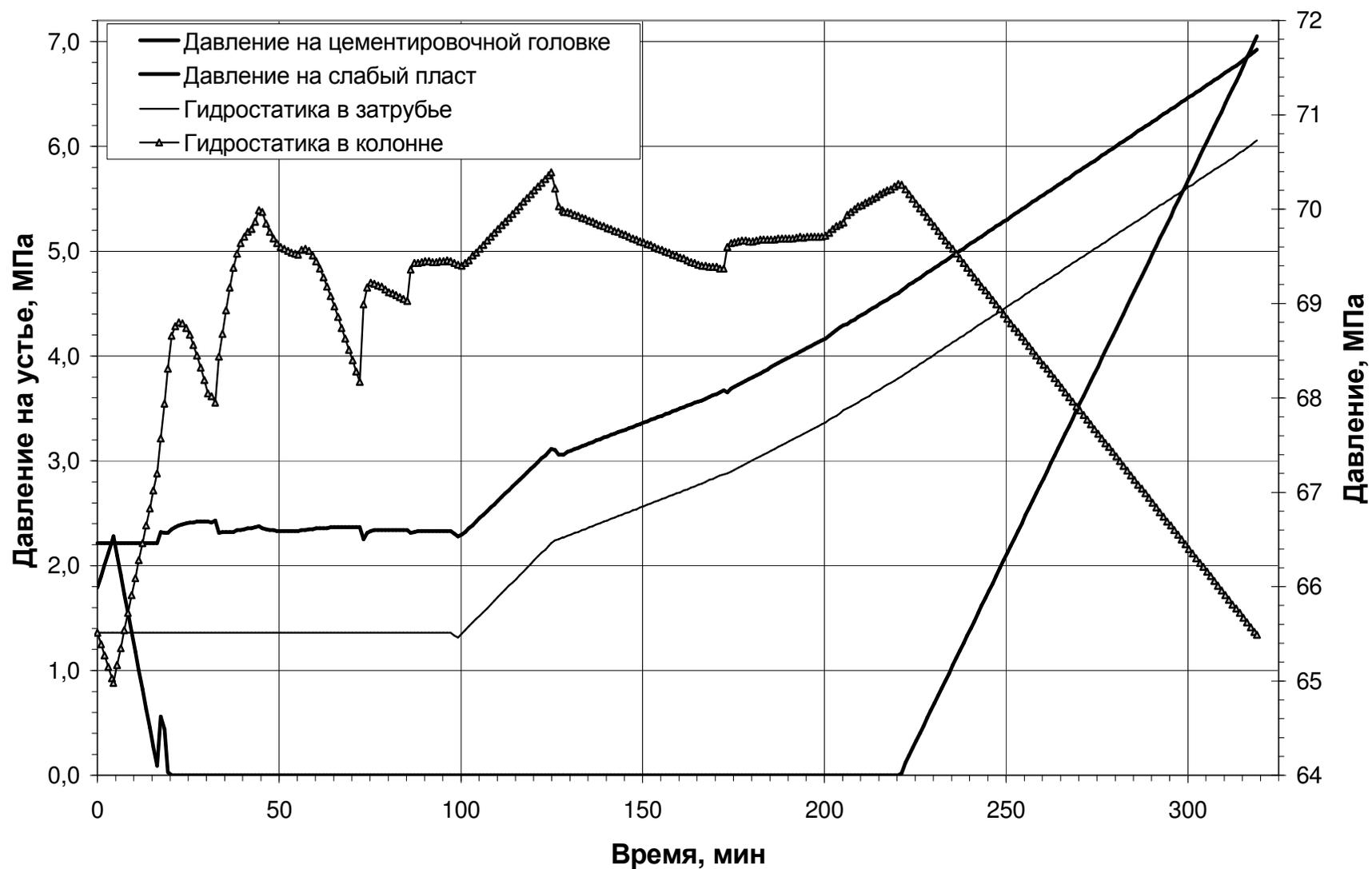


Рис. 16.4. Изменение давлений на устье при закачке, гидростатических давлений в трубах и за колонном пространстве, а также гидродинамического давления на "слабый" пласт

## 16.2. Контроль и управление давлением на забое скважины при газопроявлении

Представим себе (рис. 16.5), что скважина вскрыла газовый пласт и по какой-то причине произошло поступление некоторого количества газа в скважину. Предположим также, что скважина открыта и промывается через бурильные трубы с расходом  $Q_n$ . Пузырь газа (пачка), поднимаясь во время промывки вверх, будет постепенно расширяться (вследствие уменьшения гидростатического давления). Нижняя граница газа будет двигаться равномерно со скоростью, обусловленной расходом  $Q_n$ . Верхняя же граница будет двигаться быстрее, с все более возрастающей скоростью.

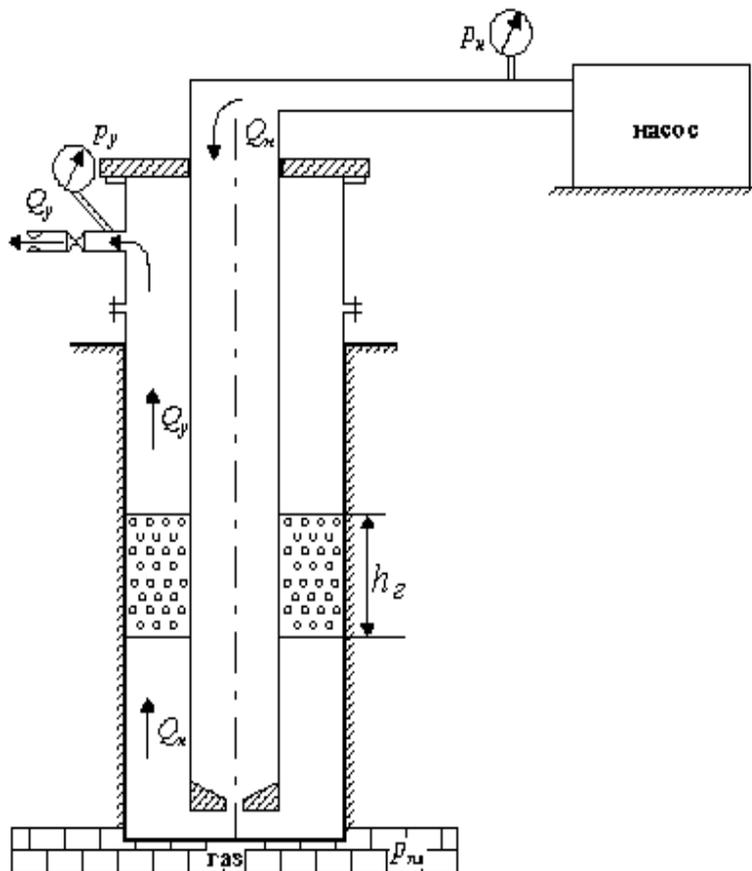


Рис. 16.5. Схема вымыва газового пузыря (пачки) из скважины

Это приведет к тому, что из скважины будет поступать больше жидкости, чем в нее закачивают. Уровень жидкости в приемных емкостях начнет подниматься, что является первейшим признаком начавшегося газопроявления.

После обнаружения проявления скважину закрывают (с помощью превентера), а жидкость направляют через управляемый дроссель в отводную линию (линию дросселирования). В заколонном пространстве на устье скважины возникнет избыточное давление.

Допустим, что после закрытия превентера газовый пузырь высотой  $h_2$  (рис. 16.5) оказался на некоторой глубине выше забоя. Жидкость, находящаяся над газом, как отмечалось раньше, будет двигаться ускоренно, иначе говоря, нестационарно, в неустановившемся режиме. Напротив, под газовым пузырем будет двигаться стационарно, в установившемся режиме, с постоянным расходом  $Q_n$ .

Такая промывка (с закрытым превентором) называется "вымывом газовой пачки", и удаление газа из заколонного пространства должно в идеале проходить так, чтобы не было вторичного поступления газа из пласта в скважину. А это возможно только тогда, когда в течение всего процесса "вымыва" давле

ние  $p_c$  на забое будет превышать пластовое. Внутри бурильных труб буровой раствор не содержит газ (в трубы закачивается дегазированный, очищенный раствор), следовательно, плотность его известна заранее. Если давление на насосе при промывке  $p_n$ , а абсолютное давление на забое  $p_c$ , то будет справедливо уравнение:

$$p_c = p_n - (p_d + p_e + p_{обв}) + \rho g L, \quad (16.8)$$

где  $p_d$  – перепад давления на долоте;

$p_e$  – потери давления в трубах;

$p_{обв}$  – потери давления в обвязке;

$L$  – длина бурильной колонны.

Обозначим сумму  $p_d$ ,  $p_e$  и  $p_{обв}$  через  $p_n$ , и тогда:

$$p_c = p_n - p_n + \rho g L, \quad (16.9)$$

отсюда

$$p_n = p_c + p_n - \rho g L. \quad (16.10)$$

Из этой формулы следует, что если  $p_n$  и  $\rho$  известны и постоянны, то любому значению давления на пласт  $p_c$  соответствует вполне конкретное значение  $p_n$ . Величина  $p_n$  постоянна, потому что  $Q_n = \text{const}$ . О постоянстве плотности  $\rho$  уже было сказано. Предположим теперь, что  $p_c$  должно на 5% превышать  $p_{пл}$ . Тогда необходимое для этого давление  $p_n$  найдётся из выражения:

$$p_n = 1,05 p_{пл} + p_n - \rho g L. \quad (16.11)$$

Вопрос только в том, как обеспечить поддержание нужного расчётного значения  $p_n$  в условиях проявляющей скважины.

Если скважина открыта, то управлять давлением  $p_n$  при  $Q_n = \text{const}$  невозможно. Единственный способ влияния на  $p_c$  – это изменение  $Q_n$  с целью увеличения гидравлических потерь давления. Впрочем, возможности эти весьма ограничены.

Если скважина закрыта и противовыбросовое оборудование имеет регулируемый штуцер, то можно управлять давлением  $p_n$  через изменения  $p_y$  с помощью указанного штуцера. Если удаётся, меняя сопротивление штуцера, поддерживать  $p_n$  около расчётного значения, то это автоматически (в соответствии с уравнением 16.9) обеспечивает постоянство  $p_c$  на забое. И если при этом обеспечить  $p_c > p_{пл}$ , то газ в скважину не поступит и удастся освободить скважину от поступившего ранее газа.

В заключение рассмотрим возможность распознавания типа пластовой жидкости по данным проявления.

Обнаружив поступление пластовой жидкости (газа, нефти или воды) в скважину по увеличению уровня жидкости в ёмкостях, бурильщик должен закрыть превентером скважину и прежде, чем включить насос на вымыв пластового флюида, зафиксировать избыточное давление на насосе  $p_n$ , устьевое давление в затрубном пространстве  $p_y$  и прирост объёма жидкости в приёмных ёмкостях  $\Delta V$ .

Если  $p_n > 0$ , то можно определить пластовое давление проявляющего пласта:

$$p_{nl} = p_n + \rho_p g L. \quad (16.12)$$

Зная истинное значение  $p_{nl}$ , нетрудно определить новое значение  $\rho_p$  для безопасного вскрытия данного пласта.

Покажем теперь, что по величинам  $p_n$ ,  $p_y$  и  $\Delta V$  можно оценить величину плотности пластового флюида.

Договоримся, что  $\rho_p$  ниже и выше порции поступившего из пласта флюида одинакова.

Тогда:

$$h_z = \frac{\Delta V}{f_{kn}}, \quad (16.13)$$

где  $f_{kn}$  – площадь сечения заколонного пространства за бурильными трубами.

В закрытой скважине очевидны два уравнения:

$$p_c = \rho_p g L + p_n, \quad (16.14)$$

$$P_c = \rho_{cm} g h_z + \rho_p g (L - h_z) + p_y, \quad (16.15)$$

где  $\rho_{cm}$  – неизвестная плотность пластового флюида;

$p_c$  – давление на забое скважины.

В герметичной скважине (нет поглощающих пластов)  $p_c = p_{nl}$ .

Следовательно, правые части уравнений равны между собой:

$$\rho_p g L + p_n = \rho_{cm} g h_z + \rho_p g L - \rho_p g h_z + p_y,$$

$$p_n = \rho_{cm} g h_z - \rho_p g h_z + p_y. \quad (16.16)$$

С учетом (16.13) выразим  $\rho_{cm}$  через остальные известные величины:

$$\rho_{cm} = \rho_p - \frac{(p_y - p_n) f_{kn}}{g \Delta V}. \quad (16.17)$$

Подставим численное значение  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ :

$$\rho_{cm} = \rho_p - 0,102 (p_y - p_n) f_{kn} / \Delta V. \quad (16.18)$$

По расчетной величине  $\rho_{cm}$  можно достаточно уверенно определить, является данное проявление газопроявлением, нефтепроявлением или водопроявлением. Поскольку “чистых” проявлений не бывает, то можно говорить только о том, какого типа флюид преимущественно представлен в смеси пластовых флюидов, поступивших в скважину.

И последнее замечание. Методику контроля и управления проявлением из скважины мы проанализировали на примере газопроявления. Нефтепроявление отличается от рассмотренного типичного случая только тем, что выделение (часто бурное) газа из всплывающей или вымываемой нефти начинается при достижении глубины, где гидростатическое давление оказывается меньше давления насыщения нефти попутным газом. Дальнейшая картина проявления протекает по “сценарию” газопроявления. Из сказанного, в частности, следует, что нефтепроявление труднее обнаружить, чем чистое газопроявление. Дело в

том, что до начала выделения газа из нефти уровень жидкости в приемных емкостях при промывке увеличиваться не может, если приостановлен приток флюида из пласта. Обнаружить же поступление небольшого количества ( $0,5...2,0 \text{ м}^3$ ) нефти из пласта по изменению уровня в емкостях почти невозможно. В то же время при газовом факторе несколько десятков и сотен кубометров газа на кубометр нефти нефтепроявление быстро переходит в газопроявление, когда по мере подъема порции нефти в процессе промывки гидростатическое давление окажется меньше давления насыщения газа в нефти. И оно опасно тем, что начнется на небольшой глубине ( $1500...2000 \text{ м}$ ), когда будет уже мало времени на своевременное обнаружение и ответные действия по своевременному закрытию скважины с помощью противовыбросового оборудования.

## 17. Гидромониторные струи и их воздействие на разрушаемую долотом породу

### 17.1. Экспериментальные исследования промывочных узлов гидромониторных долот и затопленных струй

#### 17.1.1. Экспериментальная установка и методика исследований

Наиболее полные исследования струй и испытания гидромониторных насадок проведены под руководством А.К. Козодоя на опытной установке института ВолгоградНИПИнефть, схема которой показана на рис. 17.1. В корпусе 1 смонтирована подвижная часть – центральная труба 2 со штурвалом 3, на нижнем конце которой с помощью накидной гайки крепится насадка 5. В днище корпуса 6 помещена соосно с насадкой 5 трубка Пито 7. Пространство между насадкой и трубкой Пито образует рабочую камеру-тупик. В выкидной линии 8 установлен штуцер 9 для создания заданного планом эксперимента противодействия в рабочей камере. Подводящий канал к насадке образуется патрубком 10. Давление измерялось образцовыми манометрами 4.

В качестве рабочего агента использовались вода или водные растворы полимеров, например, КМЦ, с добавкой иногда ПАВ. Жидкость, не обладающая абразивными свойствами, подавалась в установку многоступенчатым центробежным насосом с приводом от синхронного электродвигателя мощностью 350 кВт, способным развивать давление до 6,5 МПа при расходе до 50  $\text{дм}^3/\text{с}$ . После станда жидкость попадала в мерную емкость (при замерах расхода объемным способом) и в сливную емкость, откуда возвращалась в приемные емкости другим, низконапорным, центробежным насосом.

Промывочные системы долот и скоростные поля отраженных от забоя потоков исследовались на другой, аналогичной по схеме потока жидкости установке, имеющей увеличенный по внутреннему диаметру корпус, достаточный для размещения долота диаметром 215,9 мм. Обе установки были унифицированы по размерам входного и выходного патрубков, что упрощало замену установок и подсоединение измерительных систем.

Конструкции опытных установок позволяли испытывать любые модельные (изготовленные из стали) или натурные (минералокерамические) насадки при скоростях истечения, как правило, не менее 70...80 м/с, что обеспечивало испытание струй, насадок и промывочных узлов долот в условиях развитой турбулентной автомодельности (при  $Re > 8 \cdot 10^5$ ).

То обстоятельство, что насос мог развивать давление до 6,5 МПа практически при любых расходах (вплоть до 50  $\text{дм}^3/\text{с}$ ), давало возможность (при сохранении турбулентной автомодельности) использования части этого давления для моделирования забойных условий истечения струй, для обеспечения бескавитационного истечения струй из насадок в стендовых условиях. Достигалось это

созданием противодействия с помощью штуцера 9, установленного в быстроразъемном соединении выкидной линии 8.

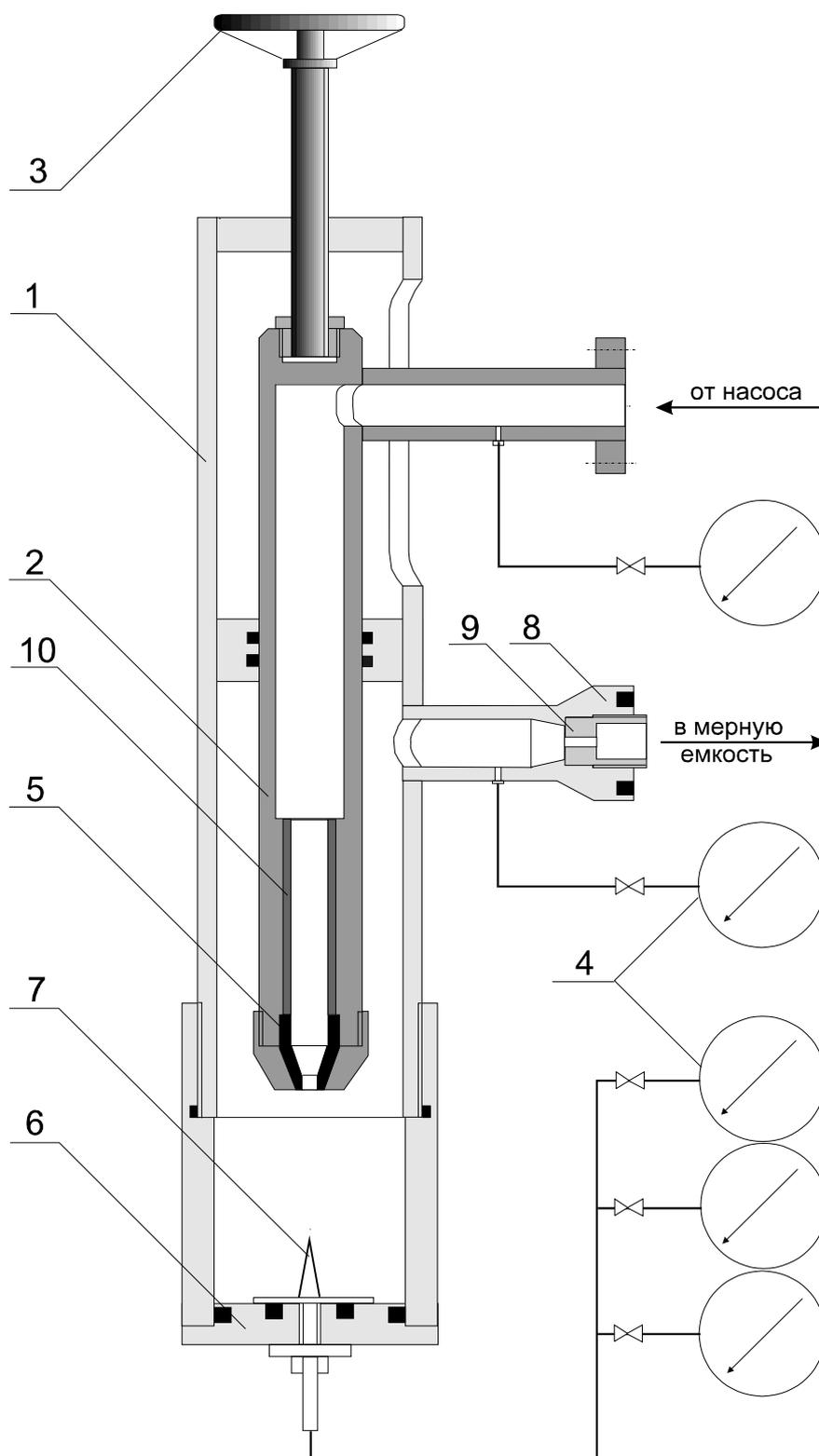


Рис. 17.1. Схема стенда для испытания насадок и исследования затопленных гидромониторных струй

### 17.1.2. Исследование гидравлических сопротивлений промывочных узлов гидромониторных долот

Преобразование перепада давления на долоте  $p_d$  в кинетическую энергию гидромониторных струй, оцениваемую величиной начального гидродинамического давления струй  $p_o$  в наиболее узком сечении проточной части насадок, сопровождается потерями на входе в промывочное отверстие долота (в подводящем канале) и в сменной гидромониторной насадке. Именно по этой причине отношение  $p_o/p_d$  всегда меньше 1. Уменьшение этих потерь и точный их расчет являются непременными условиями рационального использования забойной гидравлической энергии и определения оптимальных режимов промывки скважины.

Для оснащения гидромониторных долот применяются так называемые “короткие” насадки, протяженность проточной части которых, как правило, меньше наружного диаметра насадки.

Одним из параметров, используемых для оценки гидродинамического совершенства промывочной системы гидромониторного долота, является коэффициент расхода промывочного узла  $\mu_d$ , физический смысл которого ясен из формулы для определения перепада давления на долоте:

$$p_d = \frac{Q^2 \rho}{2 f_d^2 \mu_d^2},$$

где  $f_d$  – суммарная площадь сечения отверстий насадок,

$\rho$  – плотность буровой промывочной жидкости,

$Q$  – расход промывочной жидкости.

Квадрат  $\mu_d$  является величиной, близкой по смыслу к к.п.д. превращения перепада давления  $p_d$  (потенциальной энергии) в гидродинамическое давление струи  $p_o$  (кинетическую энергию) в предположении, что энергия струи используется в дальнейшем полностью, а не теряется на интенсивное перемешивание жидкости и ее нагревание на забое (что, строго говоря, и происходит). По этой причине  $\mu_d$  всегда меньше 1. Чем  $\mu_d$  больше и ближе к 1, тем меньше потери давления в промывочном узле долота.

В любом гидромониторном долоте общие потери давления, как уже выше отмечалось, распределены на два последовательно расположенных местных сопротивления: в подводящем канале и в самой гидромониторной насадке соответственно с коэффициентами расхода  $\mu_n$  и  $\mu_{n'}$ .

Стеновыми испытаниями были решены задачи:

- экспериментальное определение величин коэффициентов расхода упомянутых выше элементов промывочного узла долот при наличии противодавления и при его отсутствии;

- оценка влияния условий истечения (противодавления и стесненности струи) и конструктивных особенностей проточной части коротких насадок на величину их коэффициентов расхода.

Цели испытаний:

- повышение точности расчетов перепада давления на долоте и начальных гидродинамических давлений струй;
- обоснование требований к конструктивному оформлению высокосовершенных в гидравлическом отношении промывочных узлов долот и определение возможностей минимизации габаритных размеров насадок без ущерба для их качества.

Прежде, чем приступить к изложению и анализу результатов стендовых испытаний, проанализируем распределение потерь давления для случая применения в долоте равноразмерных насадок, когда скорости истечения струй  $v_o$  из разных насадок одинаковы и перепад давления на долоте  $p_\delta$  равен перепаду давления  $p_{нк}$  в любом из промывочных каналов. Перепад давления на долоте в этом случае будет равен:

$$p_\delta = \zeta_n \frac{v_n^2}{2} \rho + \zeta \left( \frac{v_o^2}{2} - \frac{v_n^2}{2} \right) \rho + (1 - \eta_e) \frac{v_o^2}{2} \rho, \quad (17.1)$$

где  $v_n$  и  $v_o$  – соответственно скорость потока в подводящем канале и максимальная скорость в наиболее узком сечении насадки;

$\zeta_n$  и  $\zeta_n$  – коэффициенты “местных” сопротивлений подводящего канала и насадки;

$\eta_e$  – коэффициент восстановления давления (коэффициент обратного превращения в насадке части скоростного напора  $v_o^2 \rho / 2$  в давление);

$\rho$  – плотность бурового раствора.

После замены  $v_n = v_o f_o / f_n$  (из условия постоянства расхода жидкости через канал) получим выражение:

$$p_\delta = \left[ 1 - \eta_e + \frac{f_o^2}{f_n^2} (\zeta_n - \zeta_n) + \zeta_n \right] \frac{v_o^2}{2} \rho, \quad (17.2)$$

где  $f_o$  и  $f_n$  – площади сечения отверстий насадки и подводящего канала, с другой стороны –

$$p_\delta = \frac{v_o^2}{2\mu_\delta} \rho, \quad (17.3)$$

где  $\mu_\delta$  – коэффициент расхода промывочной системы долота.

В результате получаем:

$$\mu_\delta = \left( 1 - \eta_e + \zeta_n + (\zeta_n - \zeta_n) \frac{f_o^2}{f_n^2} \right)^{-0.5}. \quad (4.2.4)$$

В общем случае промывочный узел долота состоит из двух участков: участка **сужения** потока (включая сужение при входе в подводящий канал), на котором и происходит основное превращение потенциальной энергии в кинетиче-

скую, и **выходного** участка, чаще всего цилиндрического, расположенного после самого узкого сечения, который призван выравнять профиль скоростей струи на выходе из насадки.

Третья и четвертая слагаемые в скобках формулы (17.4) выражают потери давления на первом участке и потому всегда больше нуля. Что касается  $\eta_e$ , то этот коэффициент зависит от наличия и формы второго участка, и он заведомо равен нулю в двух случаях: когда нет второго участка (цилиндрического sprays) или когда нет за насадкой давления. Поэтому в оговоренных случаях  $\mu_d$  заведомо должен быть меньше 1. Для того, чтобы коэффициент расхода  $\mu_d$  стал больше 1, необходимо выполнение условия:

$$\eta_e > \zeta_n + (\zeta_n - \zeta_v) \frac{f_o^2}{f_n^2}, \quad (17.5)$$

что возможно, в свою очередь, при одновременном соблюдении двух условий: наличия за насадкой абсолютного давления, равного или превышающего величину “возвращаемого” давления, и наличия в насадке условий для полного или частичного превращения скоростного напора в давление (например, наличие раструба – диффузора – после наиболее узкого сечения и цилиндрического участка). Итак, если струя из насадки истекает в среду с “достаточным” противодействием и если при этом выходное сечение насадки **больше** самого узкого сечения в ней, а потери давления в промывочном канале в целом меньше “восстановленного” давления, то  $\mu_d$  вполне может стать больше 1. В общем случае, следовательно, если коэффициент расхода определяется по самому узкому сечению в промывочном канале,  $\mu_d$  может быть как меньше, так и больше 1.

Объектами испытаний были:

“**Цилиндрические**” насадки с “острым” (без фаски или закругления) входом в цилиндрический канал (рис. 17.1а, б). Внутри группы насадки отличались относительной длиной насадки: отношением длины цилиндрического отверстия  $l_n$  к диаметру отверстия  $d_o$ .

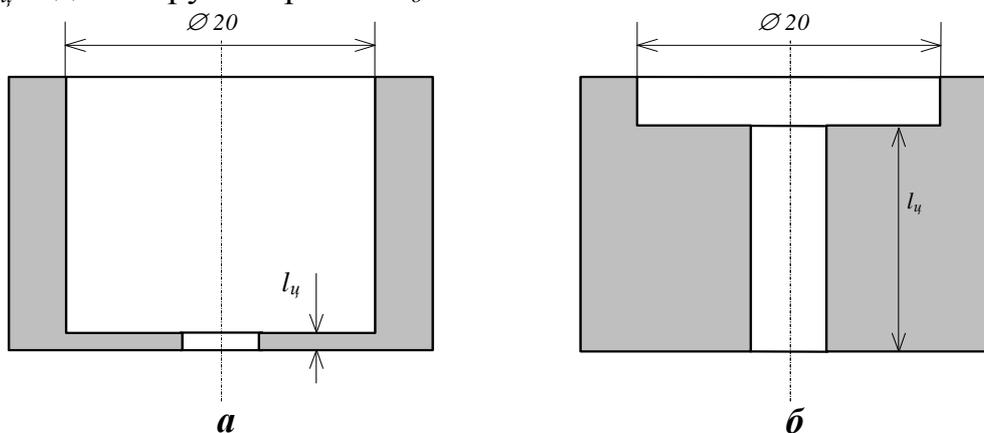


Рис. 17.1. Насадки цилиндрические с остроугольным входом:

а – короткая (диафрагма);

б – длинная (длина больше диаметра отверстия)

**Конические** насадки без плавного сопряжения конической поверхности с цилиндрической (рис. 17.2а, б). Внутри группы насадки отличались углом конуса  $\varphi$ , наличием (или отсутствием) цилиндрического участка на входе и длиной цилиндрического участка на выходе (цилиндрического spryска)  $l_{ц}$ . Необходимость в устройстве цилиндрического участка на входе возникала, когда задавались большими  $\varphi$  и относительно малыми  $l_{ц}$ , а длина насадки при этом оставалась неизменной.

**Конические** насадки, имеющие плавное сопряжение поверхностей с разными радиусами скругления (рис. 17.2а, б), которые так же, как и насадки второй группы, имели разные  $\varphi$  и  $l_{ц}$ .

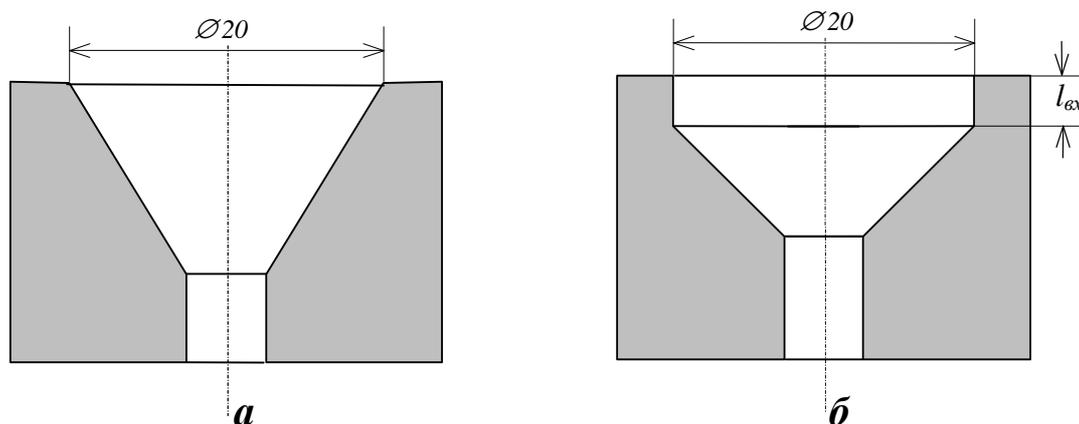


Рис. 17.2. Конические насадки без плавного сопряжения конического и цилиндрического поверхностей:

а – без цилиндрического входа;  
б – с цилиндрическим входом

**Насадки с криволинейным профилем**, заканчивающимся цилиндрическим spryском: эллиптическая, радиальная и бирадиальная (коноидальная). Они показаны на рис. 17.3а, б, в.

**Насадка с “профилем естественного износа”**, воспроизводящая профиль, который формируется через определенное время при прокачке через стальную цилиндрическую насадку абразивной жидкости, например, глинистого раствора, содержащего песок (рис. 17.3з).

**Насадки минералокерамические** удлиненные.

**Гидромониторное долото**, оснащенное либо специально изготовленными стальными насадками, либо стандартными минералокерамическими.

Насадки третьей, четвертой и пятой групп можно отнести к одному классу “плавных” насадок, у которых профиль сужения составлен из поверхностей, плавно сопрягающихся между собой, в том числе с цилиндрическим spryском.

Все насадки первых четырех групп изготавливались из стали и имели одинаковую длину – 20 мм. В редких случаях, когда запланированный профиль не “вписывался” в длину 20 мм, например, при  $\varphi = 14^\circ$ , насадка имела длину, превышающую 20 мм.

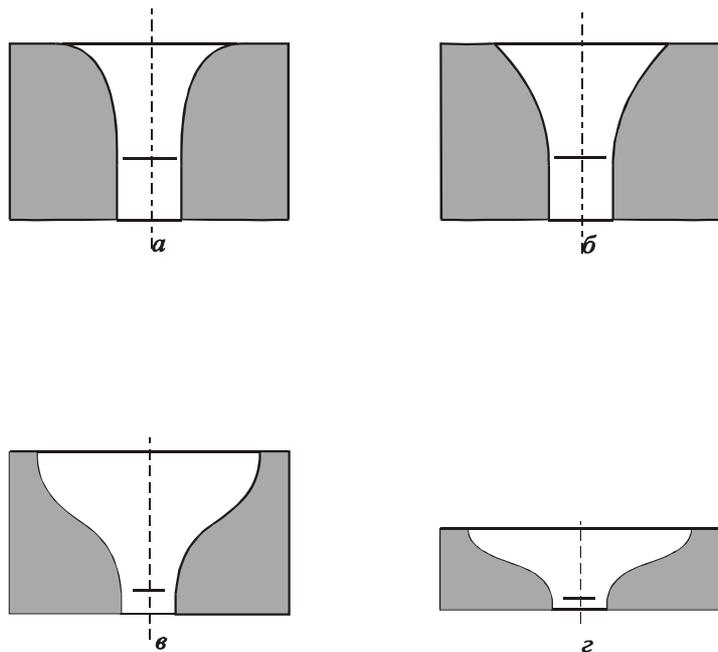


Рис. 17.3. Насадки с "плавным" профилем проточной части:  
 а – эллиптическая;  
 б – радиальная;  
 в – бирадиальная (коноидальная);  
 г – насадка с профилем "естественного износа"

Насадка с "профилем ственного износа" отличалась от всех остальных тем, что была самой короткой, имела длину, равную 11 мм.

Всего испытано 46 различных вариантов насадок, отличающихся или типом профиля (конический без сопряжения поверхностей канала, конический с сопряжением, эллиптический и т.п.), или длиной цилиндрического участка, или углом конуса на участке сужения. Описания этих насадок даны в Приложении. Кроме того, испытаны четыре варианта промывочного узла гидромониторных долот, в том числе долота без насадок.

Во всех опытах критерий  $Re$  на срезе насадки был не менее  $0,7 \cdot 10^6$  и чаще всего на-

ходился в пределах  $0,9 \times 10^6 \dots 1,1 \times 10^6$ , что дает право относить результаты к области турбулентной автомодельности.

Технические характеристики описанной в подразделе 17.1 опытной установки позволяли проводить испытания насадок и исследование струй в условиях, воспроизводящих натурные как по размерам насадок, так и величинам перепада давления на долоте и в среде истечения. В этой ситуации установление влияния *абсолютного* давления среды в *тупике*, в который истекает сформированная насадкой струя, на коэффициент расхода насадки  $\mu_n$  или промывочного узла долот  $\mu_\delta$  является важнейшей с практической точки зрения задачей.

Первые же испытания цилиндрических и конических насадок показали, что существует критическое значение отношения *абсолютного* давления среды  $p_{a.нд}$  к начальному гидродинамическому давлению струи  $p_o$  в выходном сечении насадки  $p_{нд\ кр}^* = p_{a.нд} / p_o$ , при превышении которого коэффициент расхода насадки  $\mu_n$  остается постоянным. В интервале  $0 < p_{н\ д}^* < p_{н\ д.кр}^*$  коэффициент  $\mu_n$  увеличивается от  $\mu_{н.а}$  до некоторого "стандартного" значения  $\mu_{н.ст}$ . Стендовые испытания показали, что для конических насадок без сопряжения конической и цилиндрической поверхностей (в дальнейшем для краткости: "коническая насадка без скругления")  $p_{н\ д.кр}^* = 0,4$ , а для цилиндрических – 0,85. Исходя из этого, все последующие исследования с целью определения стандартных значений  $\mu_{н.ст}$

для различных насадок, имеющих сужающийся канал (не цилиндрических), проведены при  $p_{n\delta}^* > 0,5$  (чаще всего при  $p_{n\delta}^* > 0,7$ ), что заведомо больше  $p_{n\delta,кр}^*$  для любых возможных вариантов насадок с сужающимся профилем.

Тот факт, что у конических насадок без скругления  $\mu_n$  зависит от давления в среде истечения, означает, что если бы такие насадки применялись до некоторой глубины, то  $\mu_n$  был бы переменной величиной, зависящей от глубины бурения. Предположим, что планируемый перепад давления  $p_\delta$  равен 10 МПа. Тогда  $p_{n\delta,кр} = 0,4p_\delta = 4$  МПа, что приблизительно соответствует глубинам 360...380 м (в зависимости от плотности жидкости и потерь давления в заколонном пространстве). Следует, однако, оговориться, что описанный эффект, как будет показано дальше, минимален у насадок с плавным профилем, и потому нет практической необходимости вносить поправку величины  $\mu_n$  с учетом глубины бурения.

Особенностью испытательного стенда было то, что давление на входе в стенд практически не зависело от величины противодействия (в связи с малыми расходами жидкости через стенд по сравнению с номинальной подачей центробежного насоса). В этих условиях увеличение противодействия всегда сопровождалось уменьшением перепада давления на насадке. В процессе исследования влияния противодействия на  $\mu_n$  цилиндрических и конических насадок без скругления был обнаружен интересный факт: расход жидкости через насадку оставался постоянным, если соблюдалось условие  $0 < p_{n\delta}^* < p_{n\delta,кр}^*$ . Иначе говоря, расход не изменялся (насадка становилась идеальным регулятором постоянства расхода либо регулятором постоянства давления перед насадкой, если  $Q = const$ ), несмотря на увеличение противодействия. Это означало, что происходящее при увеличении противодействия возрастание  $\mu_n$  “восстанавливало” пропускную способность насадки ровно настолько, что расход  $Q$  оставался неизменным.

Параллельно с испытанием насадок в условиях наличия достаточного противодействия проводились испытания при минимальных давлениях в тупике, куда истекала струя, величины которых предопределялись гидравлическими сопротивлениями в отводном трубопроводе без штуцера (рис. 17.1). Избыточное давление в тупике (зависимости от расхода жидкости) колебалось в пределах 0,06...0,19 МПа, а относительное абсолютное противодействие  $p_{n\delta}^* = 0,035...0,04$ . Строго говоря, такой вариант истечения нельзя назвать истечением в среду с атмосферным давлением, хотя (для краткости и ввиду малости  $p_{n\delta}^*$ ) он будет называться испытанием “без противодействия”.

Экспериментальные исследования влияния относительной длины  $l_y/d_n$  цилиндрической насадки (рис. 17.1) на  $\mu_n$  показали, что если истечение через насадку происходит в условиях наличия достаточного противодействия ( $p_{n\delta}^* > p_{n\delta,кр}^*$ ), то при  $0 < l_y/d_n < 0,25$  коэффициент расхода не зависит от  $l_y/d_n$  и всегда равен 0,62. Такие насадки обычно называют диафрагмами (рис. 17.1а) или отверстиями в тонкой стенке. В диапазоне  $0,25 < l_y/d_n < 1,5$  коэффициент  $\mu_n$  цилиндрической

насадки постепенно по криволинейному закону возрастает до предельного значения 0,82, и дальнейшее увеличение длины до 2...2,5 (получаем насадку, показанную на рис. 17.1б) не влияет на  $\mu_n$ .

Исследования цилиндрических насадок представляют скорее методический, чем практический интерес в связи с тем, что в современных долотах они почти не применяются. Поэтому ниже излагаются результаты исследований только насадок с сужающимся каналом – “профилированных”.

Несколько замечаний по оценке точности результатов испытаний.

Расход жидкости измерялся объемным способом. Мерная емкость тарировалась весовым способом при известной температуре воды. Предельная систематическая ошибка измерения веса порции воды при тарировке – не более 0,05 %. В процессе опытов наблюдался интенсивный нагрев циркулирующей через стенд воды, поэтому постоянно, после каждого опыта, измерялась температура воды и вводилась поправка на изменение ее плотности.

Анализ показал, что предельная систематическая погрешность, обусловленная классом точности образцовых манометров, совершенством методов и приборов для измерения объема, отрезка времени и диаметра отверстий насадок, составляет не более 1%. При этом имеется в виду тот маловероятный случай, когда знаки погрешностей всех приборов и методов измерения совпадают. Путем повторных прокачек ( $N=10$ ) было установлено, что случайная ошибка определения  $\mu_n$  существенно меньше предельной систематической. Следовательно, с весьма высокой вероятностью, близкой к 1, можно утверждать, что величины  $\mu_n$  найдены с ошибкой не более 1 %.

В табл. 17.1 дана сводка результатов испытания насадок с различным профилем проточной части. Каждая величина  $\mu_n$  является средней результатов не менее четырех испытаний. Обращает на себя внимание то, что в “стандартных” условиях истечения несовершенные конические насадки без скругления ничем не уступают совершенным плавным насадкам.

Таблица 17.1

Сводная таблица коэффициентов расхода коротких насадок, используемых при бурении скважин шарошечными долотами

Тип насадки или краткое описание профиля канала (проточной части)	Угол конуса, град (для конических насадок)	Длина цилиндрического участка, м	Радиус сопряжения цилиндра с конусом, мм	Диаметр отверстия, мм	Коэффициент расхода при истечении в среду:		Количество испытаний
					без противодавления*	с противодавлением**	
1	2	3	4	5	6	7	8
Эллиптическая		15		10,26 10,31	0,974	1,022	4 × 4

Окончание табл. 17.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Радиальная		7		10,26 10,31	0,971	1,031	2 × 5
Бирадиальная (коноидаль- ная)		3		10,26 10,31	0,956	1,017	3 × 6
Профиль есте- ственного из- носа		2,5		10,26 10,31	0,916	1,002	3 × 4
Коническая	14	6	0	10,26 10,31	0,957	0,997	4 × 3
Коническая	37	6...8,5	0	10,26 10,31	0,874	1,024	4 × 6
Коническая	75	4,5	0	10,26 10,31	0,782	0,957	2 × 2
Коническая	75	4,5	3...4	10,26 10,31	0,926	0,993	4 × 6
Удлиненная керамическая				10,64 10,7	0,98	1,008	3 × 4
Короткая ке- рамическая				9,9	0,976	1,006	2 × 2

\*) относительное противодавление среды не более 0,04;

\*\*) относительное противодавление среды не менее 0,62

В начале данного раздела было показано, что  $\mu_n$  может быть больше 1, если присутствует противодавление и величина восстановленного давления (части кинетической энергии потока) больше потерь давления в насадке на этапе разгона потока. Факты совпадения величин  $\mu_n$  с известными из литературы в условиях истечения в среду без противодавления, а также отсутствие влияния противодавления при отсутствии цилиндрического sprays и многократная проверка полученных результатов свидетельствуют о том, что превышение  $\mu_n$  единицы в условиях достаточного противодавления не является результатом ошибки опытного определения искомой величины.

Этот факт объясняется тем, что в условиях *истечения в тупик создаются условия для частичного превращения скоростного напора струи в давление*. Не исключено, что этому явлению способствует стесненность пространства для струи и наличие возвратного потока. Отсутствие влияния противодавления при  $l_{\text{ц}} = 0$  объясняется неравномерностью распределения скорости по сечению внутри насадки и

ее сжатием за пределами насадки. Цилиндрический участок выравнивает скорость потока по сечению, что подготавливает условия для проявления эффекта указанного частичного превращения кинетической энергии струи в давление среды. При истечении струи в спутный поток или в тупик больших размеров (относительно диаметра отверстия насадки) такого эффекта может не быть. Он может не проявиться и в реальном долоте вследствие больших относительных размеров пространства и отсутствием соизмеримых с расходом струи возвратных потоков, как это имело место в экспериментальной установке с единичной насадкой.

Специальные испытания реальных долот полностью подтвердили сказанное: ни в одном из опытов коэффициент расхода промывочной системы долота в целом не оказался больше 1.

Основываясь на опытных данных и учитывая то обстоятельство, что давления в скважине, начиная с глубин 350...500 м, заведомо превышают критические, при применении в гидромониторных долотах насадок с плавным профилем (бирадиальных, радиальных), имеющих цилиндрический участок длиной (0,5...1,0), для практических расчетов можно рекомендовать  $\mu_n = 0,990...0,985$ .

Результаты испытания насадки с “профилем естественного износа” дают веские основания для рекомендации уменьшить длину ныне применяемой стандартной насадки с бирадиальным профилем на 3...4 мм, что даст существенную экономию твердосплавного материала.

Знание точных значений  $\mu_n$  является важнейшим условием более точного определения коэффициента расхода промывочной системы долота  $\mu_d$ , а через него –  $p_d$  по формуле:

$$p_d = \frac{Q^2}{2\mu_d^2 f_d^2} \rho.$$

Коэффициент расхода отдельно взятого промывочного канала  $\mu_{нк}$  зависит от  $\mu_n$ ,  $\mu_n$  и соотношения диаметров  $d_n$  и  $d_n$ . Впервые на это указал А.К. Козодой, предложивший формулу, которую можно преобразовать к виду:

$$\mu_{нк} = \frac{1}{\left( \frac{1 - \beta^{*4}}{\mu_n^2} + \frac{\beta^{*4}}{\mu_n^2} \right)^{0,5}}, \quad (17.6)$$

где  $\beta^* = d_n/d_n$  – коэффициент раскрытия насадки (по А.К. Козодою).

Для определения  $\mu_n$  были поставлены специальные опыты с серийным долотом без насадок, которые показали, что  $\mu_n = 0,7$ . Однако надо учитывать, что наличие насадки делает входной участок подобным цилиндрической насадке, поэтому логично принимать  $\mu_n = 0,82$ .

Если заменить  $\mu_n$  и  $\mu_n$  на их экспериментально найденные значения (соответственно 0,985 и 0,82), то получим формулу:

$$\mu_{нк} = \left(1,052 + 0,435(d_n / d_n)^4\right)^{-0,5}. \quad (17.7)$$

При промывке с применением *равноразмерных* насадок  $\mu_d = \mu_{нк}$ .

Коэффициент расхода промывочной системы долота  $\mu_d$  (для краткости в дальнейшем: “коэффициент расхода долота”) при использовании *разноразмерных* насадок определяется по формуле, полученной из условия постоянства перепада давления на долоте:

$$\mu_d = \frac{\sum_{i=1}^z (d_{ni}^2 \mu_{нк.i})}{\sum_{i=1}^z d_{ni}^2}, \quad (17.8)$$

где  $z$  – число используемых насадок,

$i$  – порядковый номер насадки.

Расход жидкости через насадку  $Q_i$  и скорость истечения  $v_{u.i}$  вычисляются по формулам:

$$Q_i = \mu_{нк.i} f_{ni} \sqrt{2p_d / \rho}, \quad (17.9)$$

$$v_{u.i} = \mu_{нк.i} \sqrt{2p_d / \rho}. \quad (17.10)$$

При разноразмерных насадках  $\mu_{нк}$  будет меньше там, где больше  $d_{n.i}$ . Следовательно, при  $d_n = const$  скорость истечения будет меньше там, где больше диаметр насадки.

Использование насадок большего диаметра (при  $d_n = const$ ), как это следует из формулы (17.7), означает увеличение потребного перепада давления на долоте для обеспечения запланированной скорости истечения. В “идеале” для создания струи, например, с гидродинамическим давлением в 10 МПа достаточно иметь  $10/\mu_n^2 = 10/0,9852 = 10,31$  МПа исходной потенциальной энергии давления, но для того, чтобы приблизиться к этому “идеалу”, необходимо, чтобы коэффициент раскрытия  $\beta^*$  был не более 0,25.

### 17.1.3. Исследование распространения затопленных струй и их динамического воздействия на забой скважины

Прежде чем приступить к изложению результатов экспериментального исследования струй, истекающих из модельных и реальных насадок долот, рассмотрим вопросы методики расчета параметров затопленных струй и обработки опытных данных.

А.К. Козодой доказал, что зависимость гидродинамического давления струи по ее оси  $p_{oc}$  от относительного расстояния текущего ее сечения  $m$  до насадки, измеренного в диаметрах отверстия насадки, обеспечивает достаточно полную количественную характеристику струи, поскольку все другие ее характе-

ристики (форма внешней границы струи, распределение скорости потока в сечении и гидродинамического давления) однозначно зависят от функции  $p_{oc}(m)$ .

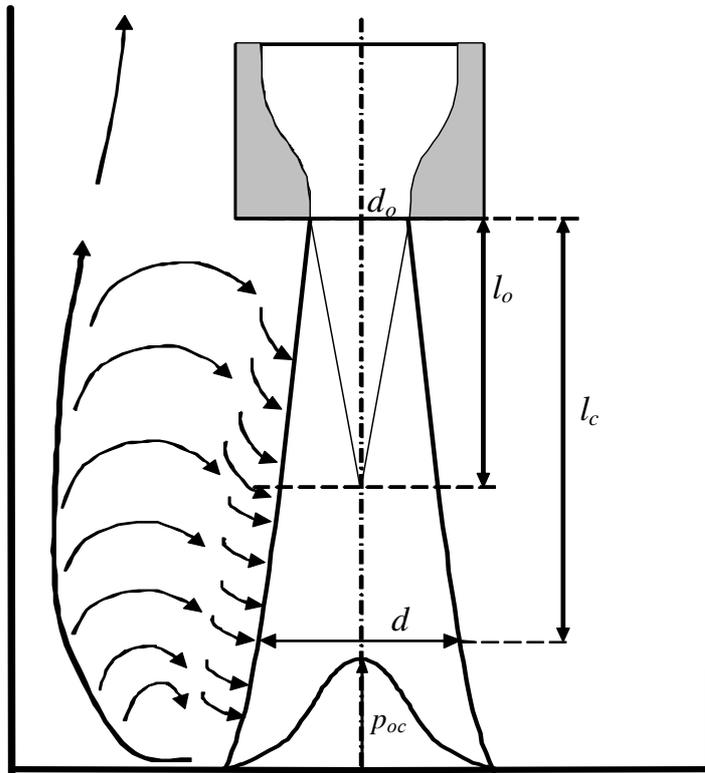


Рис. 17.4. Схема распространения затопленной струи, истекающей в тупик

А.К. Козодой предложил упрощенную модель распространения затопленной струи, которая сводится к тому, что граница струи представляет собой коническую поверхность, в том числе и в пределах начального участка. Совместив эту схему с известным положением о постоянстве количества движения по сечениям струи, он получил широко используемые формулы для определения диаметра струи  $d$  и гидродинамического давления по ее оси  $p_{oc}$  (рис. 17.4):

$$d = d_o(1 + am), \quad (17.11)$$

$$m = l_c / d_o,$$

$$p_o = \lambda p_{oc}, \quad (17.12)$$

$$p_o = v_o^2 \rho / 2, \quad (17.13)$$

$$\lambda = \left( \frac{1 + am_0}{1 + am} \right)^2, \quad (17.14)$$

$$m_0 = l_o / d_n,$$

где  $d$  – текущий диаметр струи;

$\lambda$  – относительная величина осевого гидродинамического давления струи (сокращенно в дальнейшем изложении: “относительное осевое давление струи”);

$v_o$  – средняя начальная скорость струи на выходе из насадки;

$l_o, l_c$  – соответственно расстояния до начального и текущего (на основном участке) сечений струи;

$a$  – коэффициент расширения струи;

$m_o$  – относительная длина ядра струи;  
 $m$  – безразмерное (относительное) расстояние от насадки;  
 $\rho$  – плотность жидкости.

Параметр  $m_o$  оказался очень удобным для оценки гидродинамического совершенства насадок с точки зрения влияния конструкции насадок на свойства струи. Вместе с тем предложенная А.К. Козодоем расчетная схема, основанная на постоянстве коэффициента  $a$  по длине струи, *при истечении струи в тупик* дает существенные расхождения с опытом (в сторону завышения), причем именно на тех расстояниях, которые типичны для практики бурения (более 8...10 диаметров насадки). При  $m > 13...15$  ошибка может быть кратной.

П.Ф. Осипов высказал идею [1] несколько “модернизировать” предложенную А.К. Козодоем расчетную схему, заменив, по существу, постоянный коэффициент  $a$  на функцию, зависящую от параметров  $m$  и  $m_o$ :

$$a = a_o + \beta(m - m_o), \quad (17.15),$$

где  $a_o$  – угловой коэффициент в переходном сечении, в котором  $d=d_{nx}$ , а  $m=m_o$ ;  
 $\beta$  – показатель отклонения границы струи от прямолинейной.

Тогда формулу (17.11) можно заменить зависимостью:

$$d = d_o \{1 + [a_o + \beta(m - m_o)]m\}. \quad (17.16)$$

Коэффициент  $\beta$  в дальнейшем будем называть “показателем интенсивности массообмена” или “показателем массообмена” на основном участке струи. Чем больше  $\beta$ , тем интенсивнее расширяется струя, тем интенсивнее проходит массообмен со средой, тем больше отличается образующая границы струи на основном участке от прямой, а струя – от конуса. С другой стороны, константа  $a_o$  больше характеризует влияние условий формирования струи внутри насадки на ее распространение вне ее.

Важнейшим в практическом отношении показателем является коэффициент  $\lambda$  – относительное осевое давление струи.

Из условия постоянства количества движения в любом сечении основного участка затопленной струи следует известное соотношение  $\lambda = (d_n/d)^2$ . Тогда формула для  $\lambda$  (17.14) примет вид:

$$\lambda = \left( \frac{1 + a_o m_o}{1 + [a_o + \beta(m - m_o)]m} \right)^2. \quad (17.17)$$

Коэффициент  $a_o$  непосредственно характеризует расширение струи на начальном участке, а на параметры струи на основном участке влияет лишь косвенно (через диаметр струи в переходном сечении, где  $a = a_o$ ).

А.К. Козодой экспериментально доказал, что  $am_o = 1,34$ . Следовательно, в переходном сечении, где  $a = a_o$ ;  $am_o = a_o m_o = 1,34$  и  $a_o = 1,34/m_o$ . Тогда получаем новую формулу для  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{5,476}{\left\{ 1 + \left[ \frac{1,34}{m_o} + \beta(m - m_o) \right] m \right\}^2}. \quad (17.18)$$

Экспериментально установлено, что при истечении струй из насадок с плавным профилем (независимо от вариантов оформления профиля проточной части)  $m_o = 6$ , а  $\beta = 0,01$ . Тогда формула (17.18) преобразуется к виду:

$$\lambda = \frac{5,476}{\left\{ 1 + [0,223 + 0,01(m - 6)]m \right\}^2}. \quad (17.19)$$

На срезе насадки (в выходном сечении при  $l_c=0$ ) расход струи равен  $Q_o$  – подаче насосов. По мере удаления от насадки расход струи увеличивается за счёт присоединённой массы жидкости извне (рис. 17.4). Такое возможно только в том случае, если основная масса жидкости находится в постоянной циркуляции, многократно попадая в струю и выходя из неё после удара о забой. Поэтому представляется вполне естественным, когда выбуренная порода вновь и вновь попадает в струю и “загоняется” в зону разрушения забоя долотом, подвергаясь дополнительному измельчению. Установлено, что текущий расход равен:

$$Q = Q_o \{ 1 + [a_o + \beta(m - m_o) m] \}. \quad (17.20)$$

Эта формула заслуживает специального анализа. Выражение в фигурных скобках, как показывают расчёты, существенно больше единицы. Длина струи  $l_c$  у долот диаметром 215,9 мм – около 150 мм. Предположим, что  $d_o=12$  мм. Тогда  $m=150/12=12,5$ , а величина в фигурных скобках  $1 + [0,223+0,01(12,5-6)]12,5 = 4,6$ . Это означает, что перед встречей с забоем расход струи более чем в 4 раза превышает начальный расход  $Q_o$ . Итак, на уровне насадки равен  $Q_o$ , а на забое –  $4,6Q_o$ .

Кинетическая энергия (усреднённая по сечению) струи вычисляется по формуле:

$$E = E_o / \{ 1 + [a_o + \beta(m - m_o) m] \}. \quad (17.21)$$

До сих пор мы говорили, в основном, об изменении гидродинамических параметров по оси струи. Но скорость в струе и, как следствие, гидродинамическое давление различны на разных расстояниях  $y$  от оси (рис. 17.4). Эксперименты показали, что изменение скорости  $v_y$  от текущего радиуса  $y$  можно удовлетворительно писать уравнением:

$$v_y = v_{oc} e^{-2,75(2y/d)^2},$$

а гидродинамическое давление:

$$p_y = p_{oc} e^{-3,5(2y/d)^2}.$$

На рис. 17.4 показана эпюра  $p_y$ . На границе струи  $v_y$  и  $p_y$  принимаются равными нулю (это равноценно признанию, что продольная составляющая скоро-

сти на границе равна нулю, но при этом поперечная составляющая больше нуля, так как имеется приток жидкости извне как результат инъекции). В центре струи (на оси)  $v_o=v_{oc}$ ,  $p_y=p_{oc}$ .

### 17.2. Фильтрационные потоки в разрушаемой породе, возникающие при воздействии на нее подвижной гидромониторной струи

Впервые фильтрацию жидкости под воздействием подвижной (перемещающейся) струи исследовали П.Ф. Осипов и В.И. Зелепукин.

При *отсутствии* вращения долота фильтрация жидкости в “пятне поражения” забоя гидромониторной струей осуществляется под действием дифференциального давления  $p_{диф}$  (репрессии) и ударного давления струи  $p_{уд}$ , величина которого зависит от характеристики “волны” давления. В пределах пятна жидкость фильтруется только в сторону породы (прямая фильтрация), а в кольцевой зоне, непосредственно примыкающей к пятну поражения *снаружи*, образуются, как показал Ю.И. Коваленко, фильтрационные потоки, направленные в сторону скважины. Такие потоки можно назвать “обратными”. Последние способствуют отрыву частиц породы от забоя или при благоприятных условиях даже его разрушению.

Вращение гидромониторного долота вносит существенные изменения в картину фильтрационных потоков на забое скважины. Вызванные действиями струй волны давления (рис. 17.5), двигаясь вдоль забоя по окружности, приводят к тому, что на любой площадке забоя, оказавшейся *в зоне их действия* (в кольцевой полосе поражения), действующее на забой давление  $p_{заб}$  становится величиной переменной во времени и меняется от  $p_c$  до  $p_c + p_{уд}$ , а затем снова уменьшается до  $p_c$ . Воздействие носит импульсный характер с паузами между импульсами (количество импульсов за один оборот равно числу установленных в долоте насадок), причем продолжительность пауз, как правило, больше продолжительности воздействия.

Из полосы воздействия выберем узкую полосу, центр которой расположен на линии, описываемой точкой пересечения оси струи с забоем скважины на радиусе  $R_c$ , где ударное давление  $p_{уд}$  равно гидродинамическому давлению в центре струи. Упростим задачу, предположив, что струя создает не осесимметричную, а симметричную относительно вертикальной плоскости волну давления. Ширину волны (вдоль радиуса скважины) примем равной диаметру струи, что позволит (в первом приближении) пренебречь влиянием крайних участков “полосы поражения” (на радиусах  $R_c+d/2$  и  $R_c-d/2$ ) на результаты расчетов на радиусе  $R_c$ . В итоге задача из трехмерной (с переменными вдоль радиуса параметрами волны давления) превращается в плоскую и процесс фильтрации вязкой жидкости в породу могут быть описаны известным уравнением плоскопараллельной фильтрации упругой жидкости в упругой среде, называемым уравнением пьезопроводности:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{\kappa} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad (17.22)$$

где  $p$  – давление в массиве породы на некотором расстоянии  $x$  от забоя,

$\kappa = k_n / \mu \beta_y$  – коэффициент пьезопроводности,

$k_n$  – проницаемость породы,

$\mu$  – динамическая вязкость жидкости,

$\beta_y = \beta_{жс} m_n + \beta_n$  – коэффициент упругоёмкости породы,

$m_n$  – пористость породы,

$\beta_{жс}, \beta_n$  – коэффициенты сжимаемости (коэффициенты объемной упругости)

соответственно жидкости и породы.

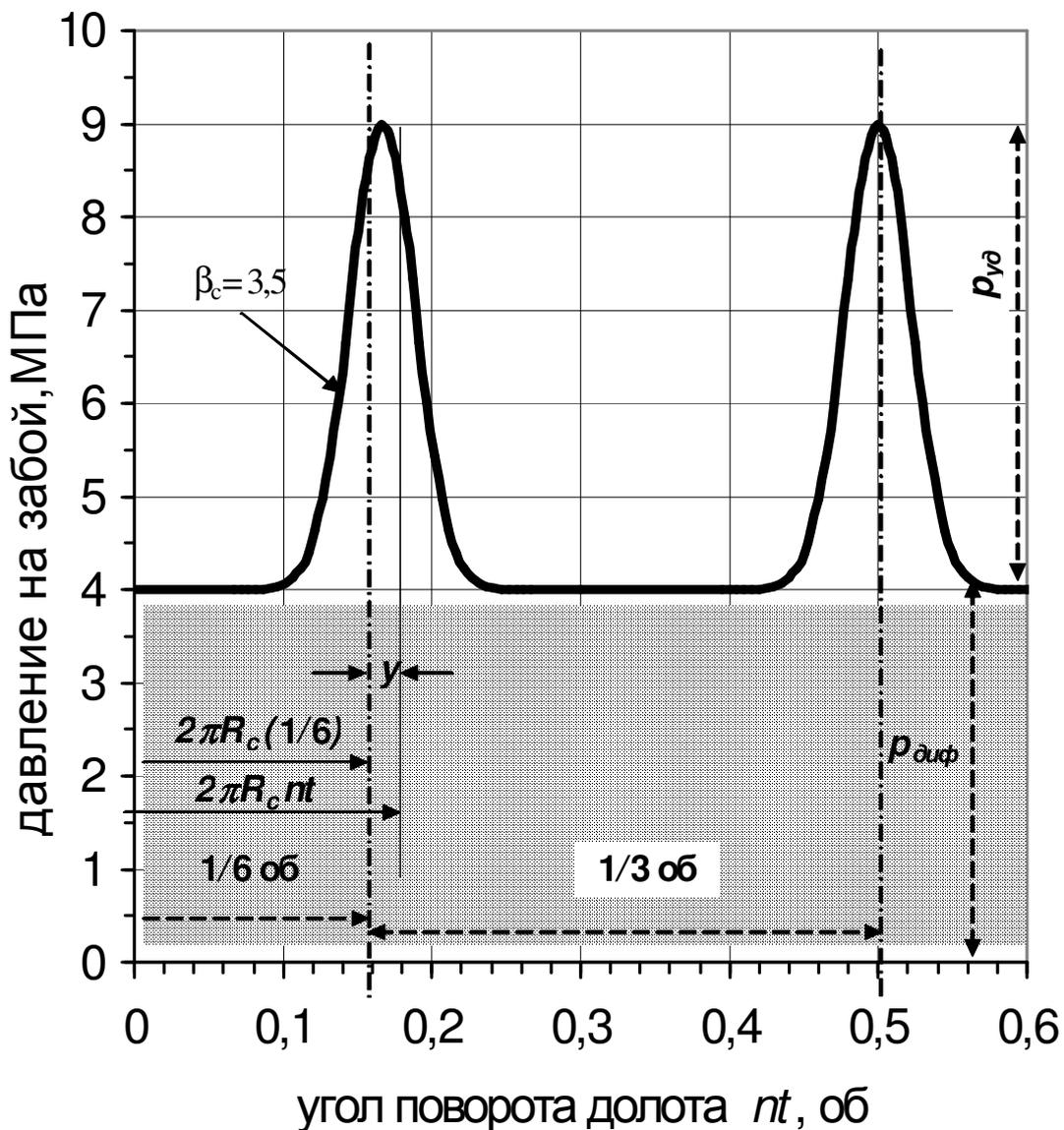


Рис. 17.5. Изменение избыточного (над пластовым) давления на окружности, описываемой на забое скважины центрами гидромониторных струй, в зависимости от угла поворота долота (в долях от полного оборота):

$$n = 60 \text{ мин}^{-1}, \quad d_n = 10 \text{ мм}, \quad l_c = 150 \text{ мм}.$$

Предположим, что бурение породы осуществляется со скоростью, когда на забое не успевает сформироваться градиентный слой, и давление на всем пространстве массива породы равно пластовому. Допустим, что, не прерывая вращения долота, прекращена подача инструмента, прервано углубление скважины. Этот момент примем за начало отсчета времени ( $t = 0$ ). Условимся, что при  $t = 0$  “точка наблюдения”, расположенная на окружности с радиусом  $R_c$ , находится под шарошкой долота и действующее на нее давление равно  $p_{заб} = p_c = p_{пл} + p_{диф}$ , как показано на рис 17.5.

На основе изложенного можно определиться с начальными и граничными условиями для решения уравнения (17.22):

$$p(x,t) = p_{пл} \quad \text{при } t = 0; \quad (17.23)$$

$$p(x,t) = p_{заб}(t) \quad \text{при } x = 0 \quad \text{и } t > 0, \quad (17.24)$$

$$p(x,t) = p_{пл} \quad \text{при } x = \infty, \quad t \geq 0. \quad (17.25)$$

Скорость фильтрации определяем согласно закону Дарси:

$$v_{\text{тм}} = \frac{k}{\mu} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right). \quad (17.26)$$

Эпюра ударных гидродинамических давлений на забой в сечении основного участка струи описывается зависимостью

$$p_{y\partial} = p_{oc} \exp \left[ -\beta_c \left( \frac{y}{r} \right)^2 \right], \quad (17.27)$$

где  $y$  – расстояние от оси струи (если ось  $x$  совпадает с осью струи);

$r$  – радиус струи в избранном сечении;

$\beta_c$  – коэффициент, управляющий интенсивностью изменения давления при  $0 < y < r$ ; выше было показано, что  $\beta_c$  для затопленной струи, истекающей в тупик, равно 3,5.

$p_{oc}$  – гидродинамическое давление на оси струи, величина которого зависит от расхода жидкости, диаметра насадок, расстояния до забоя и др.

На рис. 17.5 показан график изменения ударного давления в зависимости от угла поворота долота.

За время, в течение которого центр (вершина) 1-й волны давления оказывается над точкой наблюдения, долото сделает  $1/6$  оборота, а центр струи пройдет путь  $2\pi R_c(1/6)$ . В общем случае через некоторое время  $t$ , когда центр струи пройдет расстояние  $2\pi R_c(nt)$ , на забое будет давление  $p_{заб} = p_{пл} + p_{диф} + p_{y\partial,t}$ . Величина последнего слагаемого определяется текущей координатой  $y$ , равной:

$$y = 2\pi R_c(nt) - 2\pi R_c(1/6) = 2\pi R_c(nt - 1/6).$$

В зависимости от  $t$  (при выбранном  $n$ ) величина  $y$  может быть и отрицательной (фаза нагнетания), и положительной (фаза падения давления).

Еще через  $1/3$  оборота, при  $nt = 0,5$ , над изучаемой площадкой окажется вершина второй волны и т.д. Вычисление параметров волны давления в окрестностях вершины волны осуществляется по тому же алгоритму.

Из сказанного можно заключить, что граничное условие (17.24) может быть записано в виде:

$$p_{заб} = \rho g l + p_{y\partial}, \quad (17.28)$$

$$p_{y\partial} = p_{oc} \exp \left\{ -\beta_c \left[ \frac{2\pi R_c \left( nt - \left( \frac{1}{6} + \frac{N-1}{3} \right) \right)}{r} \right]^2 \right\}, \quad (17.29)$$

где  $p_{oc}$  – гидродинамическое давление струи на расстоянии от насадки, соответствующем забою;

$n$  – скорость вращения долота,  $c^{-1}$ ;

$r$  – радиус струи;

$\rho$  – плотность жидкости;

$l$  – глубина скважины;

$N$  – порядковый номер очередной волны давления.

Формула (17.29) предназначена для определения параметров волны давления и предполагает, что ее применению предшествует идентификация номера очередной волны давления, ее стороны (передней или тыльной) и определение границ между действиями струй (пауз), когда  $p_{y\partial} = 0$ .

При численном решении уравнения (17.22) на ПЭВМ функция (17.29) задается в табулированном виде для любой продолжительности и любого заданного шага по времени, продиктованного желаемой точностью расчета.

Правомерность применения вязкой жидкости (в численном эксперименте – воды) в качестве фильтрующей жидкости и уравнения (17.22) при указанных начальных и граничных условиях основывается на следующем:

1) проницаемость образующейся на забое в процессе бурения глинистой корки несоизмеримо велика по сравнению с проницаемостью породы в связи с тем, что забой постоянно обновляется и происходит удаление корки вместе с породой и смыв ее отраженной от забоя струей; иначе говоря, влиянием корки на процесс фильтрации можно пренебречь;

2) пластовая жидкость и фильтрат бурового раствора в основном представлены водными растворами солей, вязкости которых можно принимать практически равными и рассматривать их как одну жидкость;

3) физико-химическим взаимодействием жидкости с горной породой в процессе фильтрации можно пренебречь.

П.Ф. Осиповым, В.И. Зелепукиным и Ю.Л. Логачевым для решения уравнения (17.22) разработана специальная компьютерная программа, в которой ис-

пользованы известные методы численного решения уравнений параболического типа. Программа предоставляет пользователю возможность:

- получать графики изменения давления и скорости фильтрации в массиве породы на расстоянии до 0,25 м;
- проследить за изменением параметров фильтрации для любого интервала времени с любой частотой фиксации промежуточных “кадров”;
- задавать любые параметры струи (как симметричные, так и асимметричные) и скорости вращения долота.

С использованием программы проведены численные эксперименты с целью установления или уточнения влияния различных факторов на фильтрацию жидкости в породе.

Расчеты показали, что под воздействием струи в массиве породы, прилегающем непосредственно к забою, изменяется не только давление, но и скорость, и направление фильтрации. С технологической точки зрения интерес представляют скорости и градиенты давления на расстоянии не более 10-15 мм от плоскости забоя, поскольку именно такие размеры имеет зона предразрушения, где формируется система трещин при работе шарошечного долота. Анализ показал, что критерием оценки фильтрационной картины в любой момент времени должна быть *скорость фильтрации через поверхность забоя*  $v_\phi$ . Влияние же того или иного фактора промывки на процесс очистки или разрушение забоя следует оценивать *на основе зависимости  $v_\phi$  от поворота долота  $\varphi = nt$* .

На рис. 17.6 показан пример зависимости  $v_\phi(\varphi)$ , начиная с момента начала воздействия 3-й струи ( $\varphi = 0,78$ ) до “прихода” четвертой. Для удобства направление фильтрации в сторону породы принято за отрицательное (вниз), а в сторону скважины – за положительное (вверх). Видно, что после прохождения центра струи (тыльная сторона волны давления) происходит резкое, почти ударное, изменение направления фильтрации на положительное, возникает обратная фильтрация, которая продолжается, затухая относительно медленно, даже после “ухода” струи. К моменту “прихода” в точку наблюдения движущейся следом за струей шарошки ( $\varphi = 1$ ) фильтрация снова становится отрицательной, правда, при уменьшенном значении призабойной репрессии (скорость фильтрации явно меньше скорости фоновой фильтрации в промежутке между импульсами). На рис. 17.6, кроме того, приведен график изменения толщины депрессионного слоя. В данном конкретном случае максимальная толщина этого слоя достигает 16 мм, причем в момент, когда  $v_\phi$  максимально, она не превышает 10 мм.

На рис. 17.7 показан пример промежуточного “кадра” фильтрации, соответствующего моменту достижения максимума скорости обратной (положительной) фильтрации.

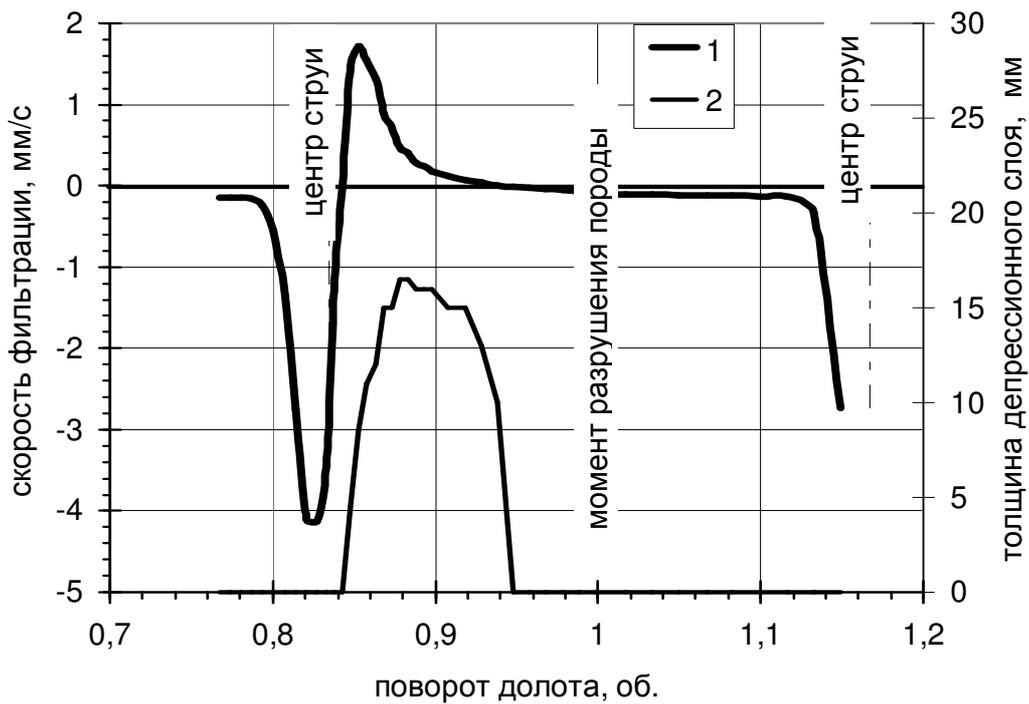


Рис. 17.6. Изменение скорости и направления фильтрации жидкости через плоскость забоя при вращении долота ( $P_{дол} = 11,4$  МПа;  $d_{нас} = 10,2$  мм;  $L = 3000$  м;  $n = 1$  с<sup>-1</sup>;  $Q = 22$  л/с):  
1 – скорость фильтрации; 2 – толщина депрессионного слоя

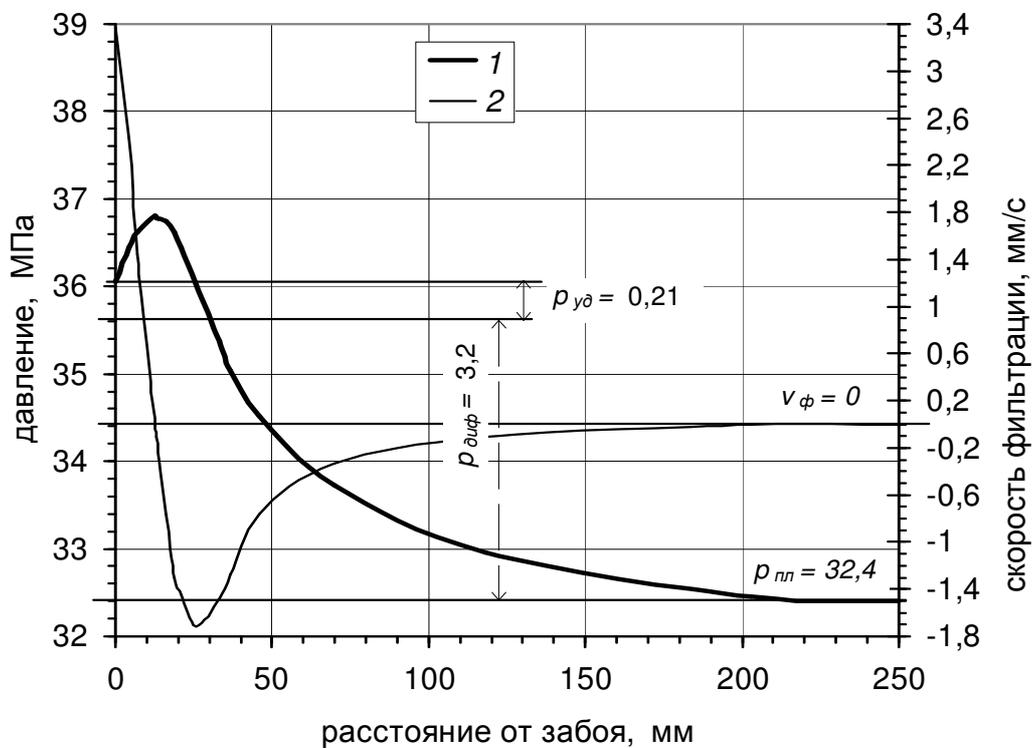


Рис. 17.7. Распределение давления и скорости фильтрации в массиве породы (условия расчета те же, что на рис. 17.6):  
1 – давление; 2 – скорость фильтрации

Из примера расчета (рис. 17.7) можно заключить, что зависимость  $v_{\phi}(\phi)$  дает возможность получить четкое представление о фильтрационных процессах, происходящих на забое скважины под влиянием подвижных гидромониторных струй.

График на рис. 17.7 получен при перепаде давления  $p_{\partial} = 11,4$  МПа, диаметре насадок  $d_{нас} = 10,2$  мм, плотности бурового раствора  $1150$  кг/м<sup>3</sup>, при  $p_{\partialиф} = 3,2$  МПа и расстоянии от насадки до забоя  $l_c = 120$  мм. Коэффициент пьезопроводности  $\kappa = 0,01$  м<sup>2</sup>/с. Эти перечисленные условия примерно соответствуют случаю бурения на глубине 3000 м при индексе пластового давления не более 1,05, что типично, например, для многих площадей Урало-Поволжья и Республики Коми.

Вызываемая струей фильтрация на забое, как будет показано в дальнейшем, хорошо объясняет особенности и противоречия в результатах применения гидромониторных долот, в частности, парадоксальную обратную зависимость между приростом механической скорости от струйной промывки и стойкостью долот. С точки зрения поиска путей более эффективного применения шарошечных гидромониторных долот необходимо определить основные факторы, влияние которых имеет практическое значение, и дать количественную оценку их влиянию.

В следующих подразделах приведены результаты исследования влияния технологических (перепада давления на долоте, скорости его вращения, дифференциального давления), технических (приближения насадок к забою, применения насадок, формирующих асимметричные струи, или специальных средств для создания кавитации) на интенсивность и продолжительность фильтрации.

### **17.3. Исследование влияния природных и технологических факторов на характеристики фильтрационных потоков на забое скважины**

Ниже приводятся результаты численного эксперимента по определению влияния дифференциального давления и перепада давления на долоте на процессы забойной фильтрации.

На рис. 17.8 приведены результаты расчетов  $v_{\phi}$  при различных значениях дифференциального давления (от 0 до 22,5 МПа). Оказалось, что даже при весьма высоких значениях  $p_{\partialиф}$  не может “подавить” обратную фильтрацию. Чтобы полностью подавить  $v_{\phi}$ , в эксперименте пришлось “создать”  $p_{\partialиф} = 22,5$  МПа, что в несколько раз превышает величину гидродинамического давления струи на забой. С увеличением  $p_{\partialиф}$  уменьшаются скорость и продолжительность обратной фильтрации. При малых дифференциальных давлениях (0...1,5 МПа) обратная фильтрация сохраняется вплоть до начала разрушения породы шарошкой, идущей вслед за струей ( $\phi = 1$ ). При  $p_{\partialиф} = 3,2$  МПа последнее уже не наблюдается. Этот результат имеет важнейшее значение. Дело в том, что при  $p_{\partialиф} < 3$  МПа гидромониторная струя в состоянии не только обеспечить возникновение обратной фильтрации, но и сохранить ее до “прихода” струи, подготавливая тем самым

более благоприятные условия для разрушения забоя зубьями долота. Напротив, при повышенных дифференциальных давлениях струи обеспечивают создание только обратной фильтрации, способствуя отделению частиц породы от забоя в полосе “обработки” его давлением.

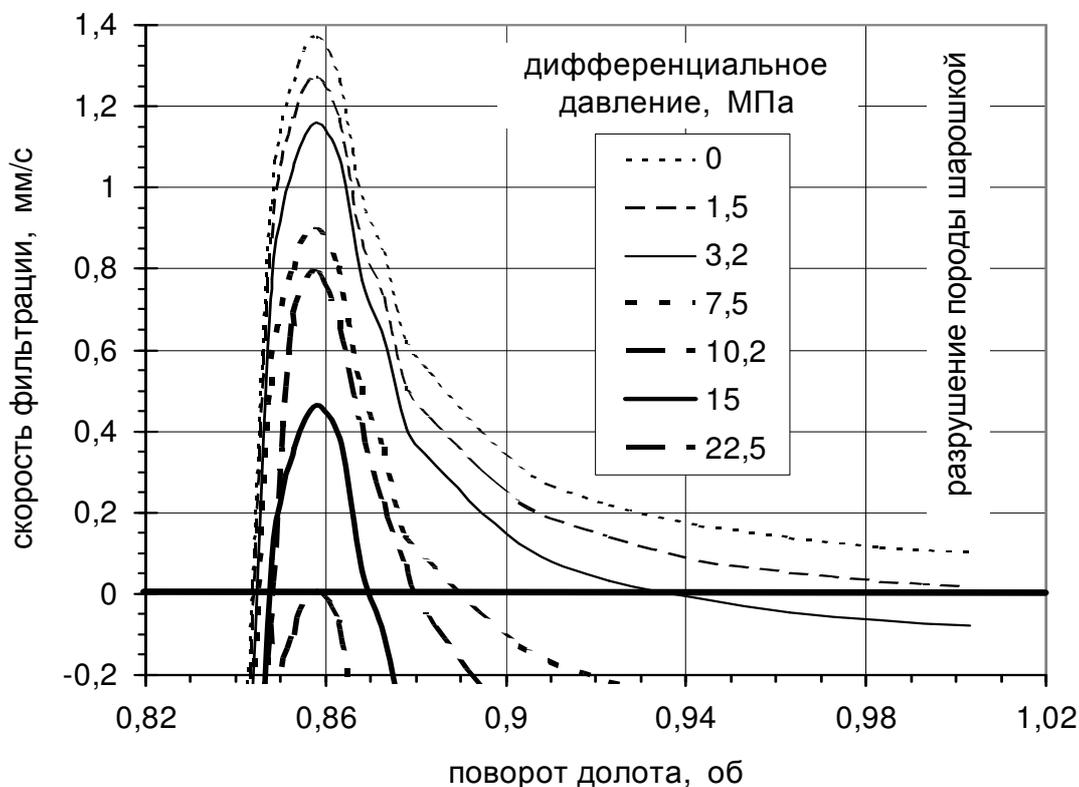


Рис. 17.8. Влияние дифференциального давления на скорости фильтрации через плоскость забоя

Данные на рис. 17.8 приводят к следующим выводам:

Влияние гидромониторных струй на работу шарошечных долот проявляется в создании обратной фильтрации (1-й эффект) и уменьшении градиента давления, вплоть до поддержания состояний депрессии (при наличии обратной фильтрации) до прихода шарошки в точку наблюдения (2-й эффект).

Чем больше максимум  $v_{\phi}$ , тем сильнее эффект очистки забоя и больше шанс на реальное проявление 2-го эффекта.

Дифференциальное давление практически не в состоянии нейтрализовать проявление 1-го эффекта, но вполне может “уничтожить” надежды на получение второго.

Для достижения наибольшего результата от применения гидромониторных долот необходимо проявление обоих эффектов, и самым надежным путем достижения этого является уменьшение дифференциального давления. Следовательно, минимизация плотности бурового раствора и уменьшение гидравлических сопротивлений в заколонном пространстве и в циркуляционной системе являются неперемненными условиями эффективного применения высоконапор-

ных струй в бурении. Полученные результаты хорошо объясняют, почему наибольший эффект от гидромониторных долот получают либо на ограниченных глубинах, либо при промывке скважины буровыми растворами с малым содержанием твердой и коллоидной фаз.

**Влияние перепада давления на долоте  $p_d$  на фильтрацию жидкости.** Расчеты выполнены в предположении, что все параметры и условия промывки (длина струи, диаметр насадки, пьезопроводность породы и пр.), за исключением  $p_d$ , постоянны и соответствуют базовому варианту. Такая постановка задачи является несколько абстрактной (в реальной практике изменение  $p_d$  требует применения других по диаметру насадок), но она необходима для оценки влияния “в чистом” виде только одного параметра – перепада давления на долоте. На рис. 17.9 приведены результаты расчетов, из которых следует, что увеличение  $p_d$  является весьма эффективным средством увеличения скорости обратной фильтрации (1-й эффект) и продления ее до прихода шарошки (2-й эффект). Скорость фильтрации возрастает в первом приближении пропорционально  $p_d$ , если все остальные параметры, в том числе и диаметр струи и форма волны давления, неизменны.

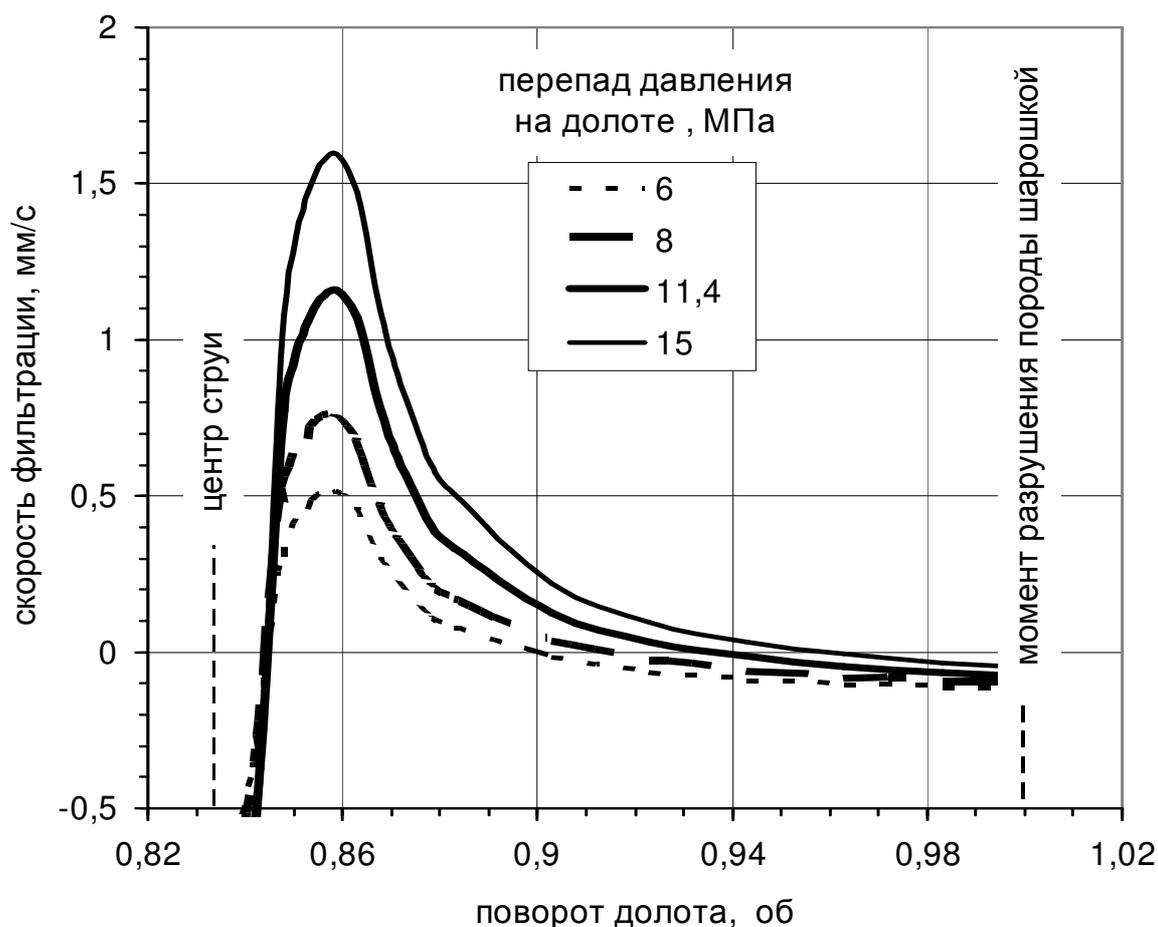


Рис. 17.9. Влияние перепада давления на долоте на скорости фильтрации жидкости через плоскость забоя

## 18. Оптимизация режима промывки скважины

Оптимизация всегда предусматривает наличие критерия оптимизации. Обычно это означает анализ множества разных технических решений, из которых выбирают оптимальный (с точки зрения выбирающего) вариант, обеспечивающий максимум или минимум заранее выбранного критерия.

Правомерна следующая постановка задачи: выбрать расход  $Q$ , диаметр насадок  $d_o$  (здесь и далее говоря "диаметр насадок" будем подразумевать диаметр выходного отверстия насадки), число насадок  $z$  такими, при которых стоимость 1 м проходки (или рейсовая скорость) будет минимальной. Но такая постановка некорректна, поскольку значение названного критерия (стоимость метра проходки) зависит не только от промывки, но и (в не меньшей степени) от других параметров. Критерий должен характеризовать промывку непосредственно, напрямую.

К сожалению, на практике редко занимаются поиском оптимальных режимов промывки, ограничиваясь самыми простейшими решениями. Назовём такой подход "традиционным", безоптимизационным.

### 18.1. Традиционная (безоптимизационная) методика проектирования режима промывки скважины при роторном бурении

Проектирование начинается с выбора расхода  $Q$ . Он должен обеспечить очистку забоя и ствола скважины, не вызывая осложнений (например, поглощения бурового раствора). Такой подход нельзя назвать оптимизационным, он скорее всего компромиссный, не предлагающий использования конкретного, количественного, четко сформулированного критерия.

По устоявшейся традиции сначала выбирают (рассчитывают) расход, обеспечивающий удовлетворительную очистку забоя. Расчет выполняют по формуле:

$$Q_o = qf_{заб} = q \frac{\pi}{4} D_o^2, \quad (18.1)$$

где  $q$  – удельный расход жидкости, приходящийся на единицу площади забоя; рекомендуется принимать в пределах 0,50...0,67 м<sup>3</sup>/с на 1 м<sup>2</sup> забоя.

Затем рассчитывают расход, обеспечивающий удовлетворительную очистку ствола скважины. Опыт бурения показывает, что в большинстве случаев вынос выбуренной породы вполне обеспечивается, если средняя скорость восходящего потока  $v_k$  находится в пределах 0,3...0,7 м/с. Это означает, что необходимый для этого расход  $Q_k$  вычисляется по формуле:

$$Q_k = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - d_n^2) v_k, \quad (18.2)$$

где  $d_n$  – наружный диаметр бурильных труб.

Нижняя граница рекомендуемых значений  $v_k$  относится к бурению долотами большого диаметра со скоростями бурения не более 10-15 м/час. Верхняя – к случаю бурения со скоростью более 15 м/час и долотами диаметром не более 295,3 мм.

Расход  $Q$  может быть ограничен тем, что потери давления в затрубье не должны превысить некоторого допустимого значения  $p_{к.дон}$ . Для этого необходимо заранее найти  $Q$ , соответствующий величине  $p_{к.дон}$ .

Имея три значения  $Q$ , необходимо проанализировать (сопоставить) и выбрать на основе компромисса один окончательный. Назовём его рациональным расходом  $Q_{рц}$ .

Правда, этот выбор может оказаться ещё не совсем окончательным, если, например, общие потери при  $Q = Q_{рц}$  превысят допустимое давление  $p_{дон}$ . Именно поэтому нужно сразу же выполнить расчёт потерь давления  $p_{ном}$  (без долота), сравнить полученный результат с  $p_{дон}$  и, если  $p_{ном} > p_{дон}$ , уменьшить  $Q_{рц}$  так, чтобы потери давления не превысили допустимого давления.

Чаще всего при  $Q = Q_{рц}$   $p_{ном}$  существенно меньше  $p_{дон}$ . Это значит, что имеется возможность увеличить давление на насосах за счёт увеличения перепада давления на долоте. "Резерв" давления легко определяется как разность между  $p_{дон}$  и  $p_{ном}$ :

$$p_{\partial} = p_{дон} - p_{ном}$$

Этот резерв следует реализовать на гидромониторном долоте путём увеличения скорости истечения из насадок, диаметр которых следует определять либо по формуле (10.17):

$$d_o = \left( \frac{8.416Q^2 \rho}{p_{\partial} \pi^2 z^2 - 3.48Q^2 \rho / d_n^4} \right)^{0.25},$$

где  $d_n$  – диаметр подводящего канала промывочного узла долота.

Найденный по этой формуле  $d_o$  наверняка не будет равен стандартному диаметру насадок, поэтому придётся составить комбинацию из двух или трёх насадок со стандартными диаметрами отверстий и уточнить  $p_{\partial}$  по формуле (10.5):

$$p_{\partial} = \frac{Q^2 \rho}{2\mu_{\partial}^2 f_{\partial}^2} -$$

для разноразмерных насадок,

$$p_{\partial} = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d_{o.cm}^2 z^2} \left( 1.052 + 0.435 \frac{d_{o.cm}^4}{d_n^4} \right) - \quad (18.3)$$

для равноразмерных.

## 18.2. Критерии оценки интенсивности промывки забоя скважины

Известно несколько критериев оценки интенсивности струйной промывки забоя скважины, из которых наибольший интерес представляют [2]:

- скорость струй на выходе из насадок  $v_{oc}$ ;
- гидравлическая мощность струй на выходе из насадок (на долоте)  $N_{o.заб}$ ;
- гидравлическая мощность струй в момент "встречи" с забоем  $N_{заб}$ ;

- сила удара (количество движения) струй  $W_{заб}$ ;
- осевое давление струи на забой скважины  $p_{ос}$ .

Скорость истечения из насадок  $v_o$  часто пытаются использовать в качестве критерия интенсивности гидромониторной промывки забоя. Нередко можно услышать, что для получения эффекта от струйной промывки нужно обеспечить скорость истечения не менее, например, 75-100 м/с. Но логичнее было бы тогда "нормировать" не начальную скорость, а скорость соударения струй с забоем. Дело в том, что, как было показано раньше, скорость струи довольно резко уменьшается по мере удаления от насадки за счет присоединения к струе окружающей среды. Следовательно, при одной и той же скорости истечения скорость на забое будет меньше там, где меньше диаметр насадки.

В настоящее время поиск оптимального варианта промывки скважины при бурении гидромониторными долотами осуществляется только по максимумам гидравлической мощности струй  $N_{о.заб}$  или силы их удара  $W_{заб}$ .

Логично предположить (в виде рабочей гипотезы), что положительный эффект от применения высокоскоростных гидромониторных струй пропорционален (или почти пропорционален) их суммарной мощности. Следовательно, можно утверждать, что из всех возможных вариантов промывки, отличающихся сочетанием  $Q$ ,  $z_n$  и  $d_o$ , нужно выбрать такой, у которого мощность струй  $N_o = p_o Q$  **максимальна**.

Часть гидравлической мощности насосов  $N_n$  теряется на гидравлические потери  $N_{ном} = P_{ном} Q$ .

Очевидно, что мощность, расходуемая на долоте  $N_o$ :

$$N_o = N_n - N_{ном}. \quad (18.4)$$

Давление на насосах ограничено часто прочностью обвязки насосов  $p_{дон} = p_{обв}$ .

Следовательно, гидравлическая мощность насосов равна:

$$N_n = p_{дон} Q. \quad (18.5)$$

Условимся, что во всех элементах циркуляционной системы имеет место квадратичный закон сопротивления:

$$P_{ном} = A_{ном} \rho Q^2. \quad (18.6)$$

В результате имеем:

$$N_o = p_{дон} Q - A_{ном} \rho Q^3. \quad (18.7)$$

Принимая  $p_{дон}$  и  $A_{ном}$  постоянными, исследуем это уравнение на максимум  $N_o$  от  $Q$ , приравняв нулю первую производную по  $Q$ :

$$p_{дон} - 3A_{ном} \rho Q^2 = 0;$$

$$P_{дон} = 3A_{ном} \rho Q^2 = 3P_{ном};$$

$$P_{ном} = \frac{1}{3} P_{дон}. \quad (18.8)$$

Последнее равнозначно утверждению, что

$$p_{\partial} = \frac{2}{3} p_{\partial on} . \quad (18.9)$$

Итак, гидромониторные струи обретут максимальную мощность, если перепад давления на долоте составит 2/3 от предельного давления на насосе, а оставшаяся 1/3 будет равна потерям давления.

Возникает вопрос: а как найти этот режим промывки? Ответ: только расчётным методом (лучше – с применением ЭВМ).

Методика проста. Сначала задаются расходом  $Q_1$ , который допустим или необходим технологической точки зрения. Определяют расчётным путем  $p_{\partial 1}$  и  $d_{\partial}$ . Затем вычисляют  $N_{\partial 1} = p_{\partial 1} Q$ . Увеличивают теперь  $Q$  по схеме  $Q_2 = Q_1 + \Delta Q$ . Повторяют весь расчёт по вычислению  $p_{\partial 2}$  и  $N_{\partial 2}$ . Сравнивают  $N_{\partial 1}$  и  $N_{\partial 2}$ . Если  $N_{\partial 1} > N_{\partial 2}$ , то продолжают увеличивать  $Q$  до тех пор, пока не будет найден  $N_{\partial max}$ . Если окажется, что  $N_{\partial 2} < N_{\partial 1}$ , то уменьшают  $Q$ , потому что экстремум  $N_{\partial}$  будет с "другой стороны".

Строго говоря, соотношение (18.9) справедливо для квадратичной области сопротивления в трубах и в заколонном пространстве. В реальной практике это далеко не всегда соблюдается. В случаях, когда доля "ламинарного" сопротивления в величине  $p_{nom}$  значительна, максимум  $N_{\partial}$  может не соответствовать условию (18.9).

Много сторонников имеет ещё одна гипотеза, согласно которой максимум эффективности от применения струй (выраженной в повышении показателей работы гидромониторных долот) приходится на максимум "силы удара струй"

$$W_{\partial} = \rho Q v_o ,$$

где  $v_o$  – скорость истечения струй насадок.

При ограниченном давлении на насосах

$$v_o = \mu_{\partial} \sqrt{(p_{\partial on} - A_{nom} \rho Q^2) 2 / \rho} . \quad (18.10)$$

Тогда

$$W_{\partial} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \rho \mu_{\partial} Q (p_{\partial on} - A_{nom} \rho Q^2)^{0.5}} ,$$

$$\frac{dW}{dQ} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \rho \mu_{\partial}} \left[ -\frac{2A_{nom} \rho Q^2}{2(p_{\partial on} - A_{nom} \rho Q^2)^{0.5}} + (p_{\partial on} - A_{nom} \rho Q^2)^{0.5} \right] = 0 .$$

Чтобы найти максимум  $W_{\partial}$ , нужно приравнять к нулю  $dW_{\partial}/dQ$ :

$$(p_{\partial on} - A_{nom} \rho Q^2)^{0.5} = \frac{A_{nom} \rho Q^2}{(p_{\partial on} - A_{nom} \rho Q^2)^{0.5}} .$$

Произведение равно нулю только в том случае, когда выражение в квадратных скобках равно нулю:

$$A_{nom} \rho Q^2 = p_{don} - A_{nom} \rho Q^2.$$

Левая часть уравнения – это  $p_{nom}$ , а правая –  $p_{\partial}$ .

Следовательно,  $W_{\partial}$  достигнет максимума, тогда  $p_{\partial}=p_{nom}$  или, что то же самое:

$$p_{\partial}=p_{н}/2. \quad (18.11)$$

В случае ламинарного (структурного) течения в затрубном пространстве следует, как и в предыдущем случае, максимум  $W_{\partial}$  находят методом последовательного приближения.

Итак, максимум  $N_{\partial}$  достигается при  $p_{\partial}=2p_{н}/3$ , а максимум  $W_{\partial}$  – при  $p_{\partial}=p_{н}/2$ .

Казалось бы, всё просто: добивайся нужного соотношения  $p_{\partial}$  и  $p_{nom}$  – и цель будет достигнута. Но всё дело в том, что для описанных методик оптимизации не имеет никакого значения, каким образом создаётся и используется  $p_{\partial}$ . Один и тот же перепад давления можно создавать "бесчисленным" числом вариантов сочетаний насадок по диаметру, лишь бы совпали при этом суммарные площади сечения отверстий насадок. Однако из опыта бурения гидромониторными долотами хорошо известно, что варианты далеко не равноценны. Результаты бурения сильно зависят, например, от числа применяемых насадок. Описанные методики не дают на этот счёт никаких рекомендаций. И это вполне логично, поскольку эти методы оптимизации помогают решить чрезмерно общую задачу: наилучшим образом доставить мощность или количество движения к долоту, но не предусматривают решение задачи о рациональном (эффективном) использовании этих энергетических показателей на забое.

Осевое давление струи  $p_{oc}$ , как критерий гидромониторной промывки, более технологичен. Оно количественно описывает воздействие струи на забой. Величиной осевого давления струи можно управлять, так как она зависит от расхода жидкости, диаметра насадок, длины струи, плотности жидкости и других факторов. Но как и другие критерии  $p_{oc}$ , прежде всего по природе энергетический критерий. О других свойствах  $p_{oc}$  будет сказано чуть позже.

Критерии  $N_{\partial}$  и  $W_{\partial}$ , как выше отмечалось, не предъявляют никаких требований к размещению промывочных устройств в долоте, к расстоянию от насадок до забоя и к варианту сочетания числа насадок и диаметров их выходных сечений (лишь бы при этом суммарная площадь сечений отверстий была близка к расчетной). Единственное "преимущество" их перед другими, например, критерием "осевое давление струи"  $p_{oc}$ , заключается в возможности находить решение по косвенным признакам: максимуму  $N_{\partial}$  или  $W_{\partial}$  соответствуют заранее известные соотношения между перепадом давления на долоте  $p_{\partial}$  и давлением на насосах  $p_{н}$ . Однако неопределенность в выборе конкретного варианта реализации решения сделала указанные критерии малопривлекательными. В отечественной практике они практически не используются.

Физически более обоснованным является предложенный П.Ф. Осиповым и Ю.Л. Логачевым критерий  $p_{эф}$ , названный "эффективным давлением струи". Величина  $p_{эф}$  вычисляется по формуле:

$$p_{эф} = p_{oc} - p_{диф}, \quad (18.12)$$

где  $p_{oc}$  – осевое давление струи на забой, определяемое по известным методикам,

$p_{диф}$  – динамическое дифференциальное давление, определяемое по формулам:

$$p_{диф} = \rho g l_{скв} + p_{кп} - p_{пл} \quad (18.13)$$

или

$$p_{диф} = (\rho g l_{скв} - p_{пл}) + p_{кп} = p_{ст} + p_{кп}, \quad (18.14)$$

где  $p_{кп}$  – потери давления в заколонном пространстве,

$p_{пл}$  – пластовое давление,

$p_{ст}$  – статическое дифференциальное давление (статическая репрессия),

$\rho$  – плотность бурового раствора,

$l_{скв}$  – глубина скважины.

Впервые был предложен критерий промывки, в определении которого участвует параметр (пластовое давление), описывающий геологические условия бурения.

Критерий  $p_{эф}$  является сложной функцией расхода  $Q$  и имеет максимум, поиск которого выполняется следующим образом. Вначале выбирается вариант схемы промывки, например, промывка через три насадки равного диаметра  $d_n$ . Изменяя ступенчато  $Q$  от  $Q_{мин}$  до  $Q_{макс}$  и определяя для каждого расхода (с учетом гидравлических характеристик циркуляционной системы, насосов и величины общего ограничения рабочего давления на манифольд) допустимое давление на насосах  $p_{доп}$ , находят реализуемый резерв давления для насадок долота  $p_{д}$ :

$$p_{д} = p_{доп} - p_{пот}, \quad (18.15)$$

где  $p_{пот}$  – суммарные потери давления в циркуляционной системе, а затем вычисляют  $d_n$  и  $p_{oc}$  по формулам:

$$d_n = \left( \frac{8,42Q^2\rho}{p_{д}\pi^2 z^2 - 3,5Q^2\rho/d_n^4} \right)^{0,25}, \quad (18.16)$$

$$p_{oc} = \frac{4,46Q^2\rho}{z^2 d_n^4 (1 + a l_c / d_n)^2}, \quad (18.17)$$

$$a = 0,223 + 0,01(l_c / d_n - 6), \quad (18.18)$$

где  $Q$  – расход бурового раствора, м<sup>3</sup>/с;

$\rho$  – плотность бурового раствора, кг/м<sup>3</sup>;

$p_{д}$  – перепад давления на долоте, Па;

$d_n$  – диаметр подводящего канала долота (равный, как правило, входному диаметру насадок), м;

$l_c$  – расстояние от насадки до забоя (длина струи), м;

$z$  – количество реально используемых в долоте насадок.

Расчетный цикл завершается определением  $p_{эф}$  по формуле (18.12).

Каждому значению  $Q_i$  соответствует свое значение  $p_{эф}$ . Вариант, при котором величина  $p_{эф}$  максимальна, выбирается в качестве оптимального, в частности, для случая бурения с использованием трех насадок ( $z = 3$ ), одинаковых по диаметру отверстия.

Критерий  $p_{эф}$  выгодно отличается от  $N_d$  и  $W_d$  тем, что напрямую зависит от конструктивных особенностей промывочного узла долот, от количества насадок и диаметра последних, от расстояния от насадки до забоя, от дифференциального давления в момент промывки и от компонентов давления, от которых зависит последнее. Такой критерий более “технологичен” и потому дает больше шансов на получение положительного результата от применения гидромониторной промывки. Критерий  $p_{эф}$  может принимать как положительное, так и отрицательное значение, что очень важно при оценке общего уровня интенсивности промывки скважины.

Основным достоинством критерия  $p_{эф}$  является то, что он позволил существенно продвинуться в направлении прогнозирования количественного влияния интенсивности промывки на показатели работы гидромониторных долот. Дело в том, что с его помощью удалось связать количественно (в первом приближении) величину гидравлического критерия промывки с интенсивностью фильтрационных процессов, возникающих на забое под влиянием подвижных, вращающихся вместе с долотом, гидромониторных струй.

Возникновение обратной фильтрации, ее интенсивность и продолжительность зависят прежде всего от интенсивности промывки забоя скважины, мерой которой может быть, в частности, величина критерия “эффективное давление струи”  $p_{эф}$ .

Несмотря на явные преимущества критерия  $p_{эф}$  перед другими, он не лишен недостатков. Во-первых, он является размерной величиной, а во-вторых, не имеет характерного предельного значения, ориентируясь на которое, можно судить об уровне интенсивности и качества промывки забоя.

П.Ф. Осипов [1] для оценки интенсивности промывки забоя скважины предложил использовать новый и безразмерный критерий

$$J = p_{эф} / p_{ос} \quad (18.19)$$

С учетом (18.12):

$$J = 1 - p_{диф} / p_{ос} \quad (18.20)$$

При бурении на “равновесии” ( $p_{диф} = 0$ ) критерий  $J = 1$ . Это как раз то характерное предельное значение, стремление к достижению которого вполне можно увязывать с повышением эффективности гидромониторных долот. В принципе  $J$  может быть и больше 1, но только при бурении в условиях, когда пластовое давление больше давления в скважине, например, при бурении с промывкой водой, когда коэффициент аномальности в пласте больше 1. Критерий  $J$  может быть равен 0, когда  $p_{диф} = p_{ос}$  (второе характерное значение), и быть меньше нуля, если  $p_{диф} > p_{ос}$  (третья область характерных значений). Он, как и  $p_{эф}$ , являет-

ся функцией  $Q$ , имеющей максимум (экстремум), соответствующий оптимальному режиму промывки по данному критерию.

Методика определения критерия  $J$  аналогична описанному для  $p_{эф}$ .

### 18.3. Оптимизация режима промывки скважины при роторном бурении по критерию $J$

Для сравнения критерия промывки  $J$  с другими проведем расчеты критериев промывки для конкретного случая.

В качестве примера выберем скважину глубиной 4000 м, обсаженную кондуктором диаметром 245 мм до глубины 500 м. Коэффициенты аномальности пластового давления примем следующими:

глубина бурения, м	коэффициент аномальности
менее 1000	1,00
1000	1,05
1500	1,05
2000	1,07
2500	1,07
3000 и более	1,10

Такие условия весьма типичны для многих площадей Урало-Поволжья и Республики Коми. В соответствии с приведенными коэффициентами аномальности выбраны поинтервальные плотности бурового раствора от 1120 (в начале интервала до 1180 кг/м<sup>3</sup> в конце интервала бурения). Диаметр основного ствола – 215,9 мм. Принята “стандартная” (базовая) технология, составленная из следующих элементов:

- промывка скважины вязкопластичной жидкостью с динамическим напряжением сдвига 5 Па, структурной вязкостью 0,02 Па·с;
- буровая колонна, составленная из УБТС-178 и бурильных труб ТБПК-127;
- давление на насосах на всех глубинах равно 15 МПа;
- долота оснащены насадками, диаметр отверстия которых равен не ближайшему стандартному, а строго расчетному, найденному из условия полного использования резерва давления.

Первая расчетная глубина равна 500 м, остальные располагаются через каждые 500 м. Для каждой глубины выполнялись гидравлические расчеты промывки скважины. Расход жидкости менялся ступенчато через 2 дм<sup>3</sup>/с от заданного минимума до максимально возможного для данного варианта исходных данных. Из набранного массива результатов гидромониторной промывки выделялись оптимальные, соответствующие максимуму того или иного критерия, в том числе критерия  $J$ .

На рис. 18.1 показаны зависимости критериев  $p_{ос}$ ,  $p_{эф}$ ,  $J$  от расхода жидкости при глубине скважины 1000 м. Оптимальные расходы  $Q_{opt}$  явно не совпадают, в том числе по двум последним критериям. Видно, что критерий  $J$  имеет в этом отношении преимущество перед другими.

Результаты аналогичного расчета для глубины 3000 м показаны на рис. 18.2. В отличие от рис. 18.1 здесь появляются области отрицательных значений как для  $p_{эф}$ , так и  $J$ . Более того, при использовании трех равноразмерных насадок на этой глубине указанные критерии остаются отрицательными величинами при любом расходе, но при использовании двух равноразмерных насадок ситуация меняется: в области  $17 < Q < 35$  дм<sup>3</sup>/с они имеют положительное значение. Размерный критерий  $p_{эф}$  достигает значения 1 МПа при  $Q_{opt} = 26$  дм<sup>3</sup>/с, а безразмерный критерий  $J$  (при том же  $Q_{opt}$ ), хотя и имеет положительное значение, но остается существенно меньшим “идеального” значения 1. И только критерий  $N_d$  всегда положителен. Таким образом, с увеличением глубины бурения:

- имеет место уменьшение величин критериев  $p_{эф}$  и  $J$ , что свидетельствует об уменьшении ожидаемой эффективности применения гидромониторной промывки;
- величины  $Q_{opt}$  для критериев  $p_{эф}$  и  $J$  сближаются;
- по величине  $p_{эф}$  затруднительно дать уверенную оценку уровня достаточности интенсивности промывки, однако критерий  $J$  позволяет это делать;
- величинами критериев  $p_{эф}$  и  $J$  можно управлять, например, уменьшением числа насадок.

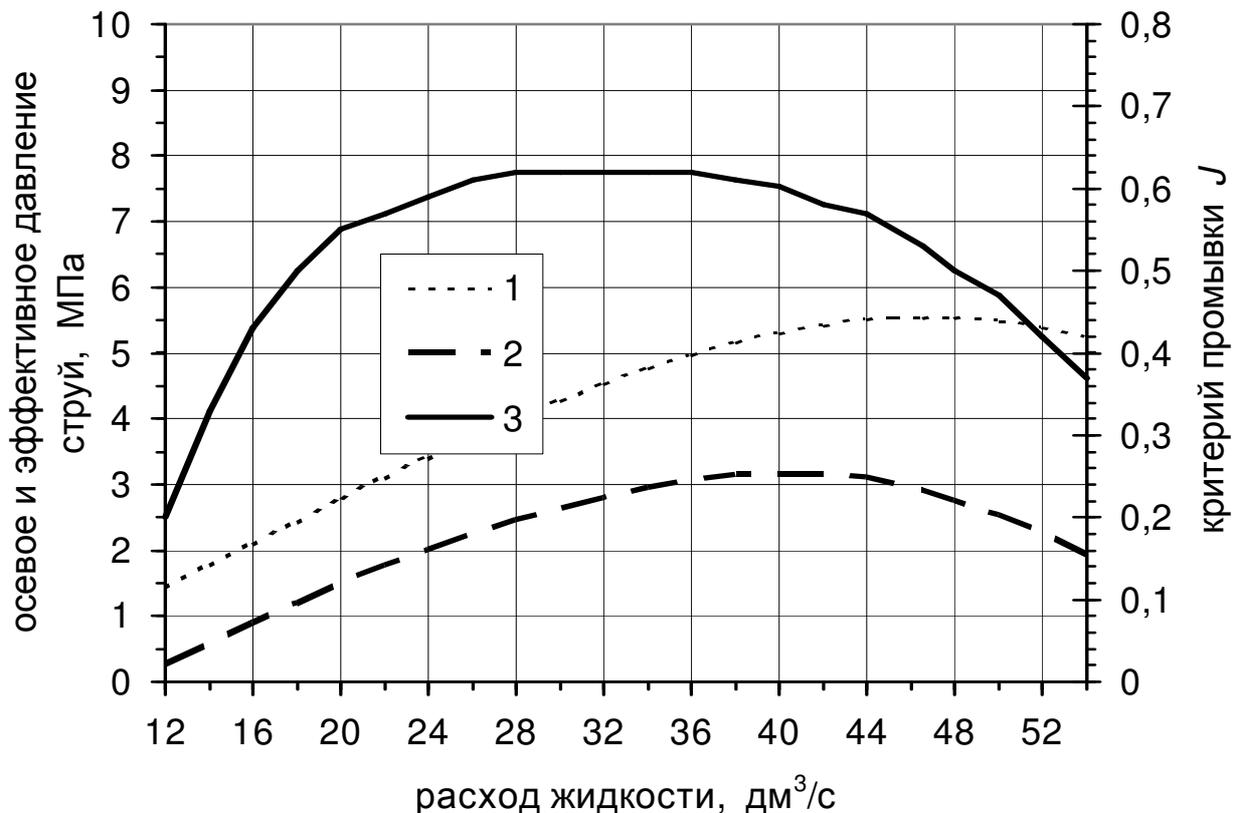


Рис. 18.1. Зависимости критериев гидромониторной промывки от расхода бурового раствора при промывке через три равноразмерные насадки и при глубине скважины 1000 м:

1 – осевое давление струи; 2 – эффективное давление струи; 3 – критерий  $J$  (безразм.)

Из анализа данных на рис. 18.1 и 18.2 можно сделать вывод: критерий  $J$  имеет несомненные преимущества перед всеми известными, обеспечивая более технологичные решения для любых глубин бурения и возможность объективной оценки уровня интенсивности очистки забоя при бурении гидромониторными долотами.

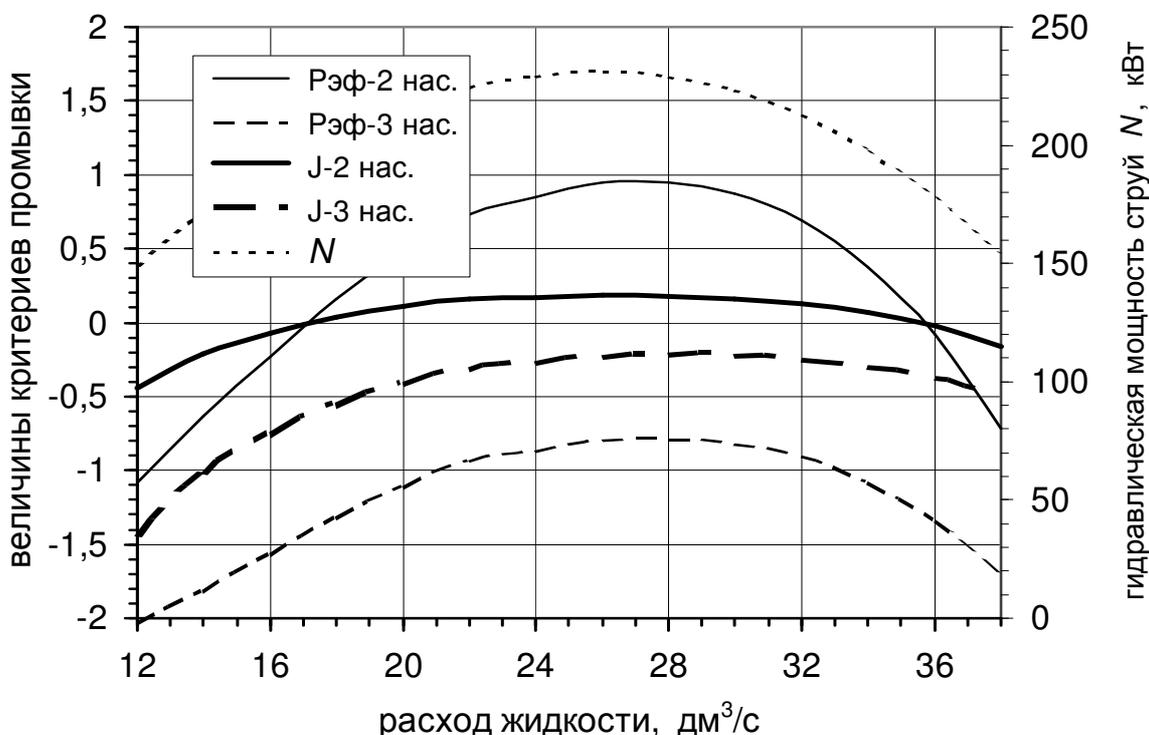


Рис. 18.2. Зависимости критериев гидромониторной промывки от расхода бурового раствора при глубине скважины 3000 м:  
 $(p_{эф-2}$  нас.) – эффективное давление струи при двух насадках (МПа);  
 $(p_{эф-3}$  нас.) – то же при трех насадках;  $(J-2$  нас.) – критерий  $J$  (безразм.) при двух насадках;  $(J-3$  нас.) – то же при трех насадках;  
 $N$  – гидравлическая мощность струй

Если принять, что критерий  $J$  является мерой интенсивности очистки забоя скважины, то представляет практический (и методический) интерес посмотреть, как изменяется величина его по мере углубления скважины при тех или иных условиях бурения. На рис. 18.3...18.7 показаны результаты численного эксперимента по влиянию различных факторов на  $J$ . Все кривые на указанных рисунках построены по величинам  $J$ , соответствующим **оптимальному** варианту промывки на данной расчетной глубине (500, 1000 м и др.). Иначе говоря, каждая из них – это зависимость максимальных (экстремальных) значений  $J$  от глубины бурения.

На рис. 18.3 показано изменение  $J$  с глубиной при использовании двух альтернативных вариантов бурильных колонн в сравнении с базовым вариантом. Как и следовало ожидать, хуже других выглядит вариант бурения с примени-

ем труб ТБВК-139,7. Если (в значительной степени пока условно) принять, что положительный результат от гидромониторных долот возможен только при положительном значении  $J$ , то предельная глубина эффективного применения последних (с тремя равновеликими насадками) будет равна 2300 м, что на 350...400 м меньше, чем при других бурильных трубах. Базовый вариант бурильных труб имеет устойчивое преимущество, но и он, вопреки ожиданиям, уступает до глубины 2700...2800 м варианту с трубами ТБПВ-114.

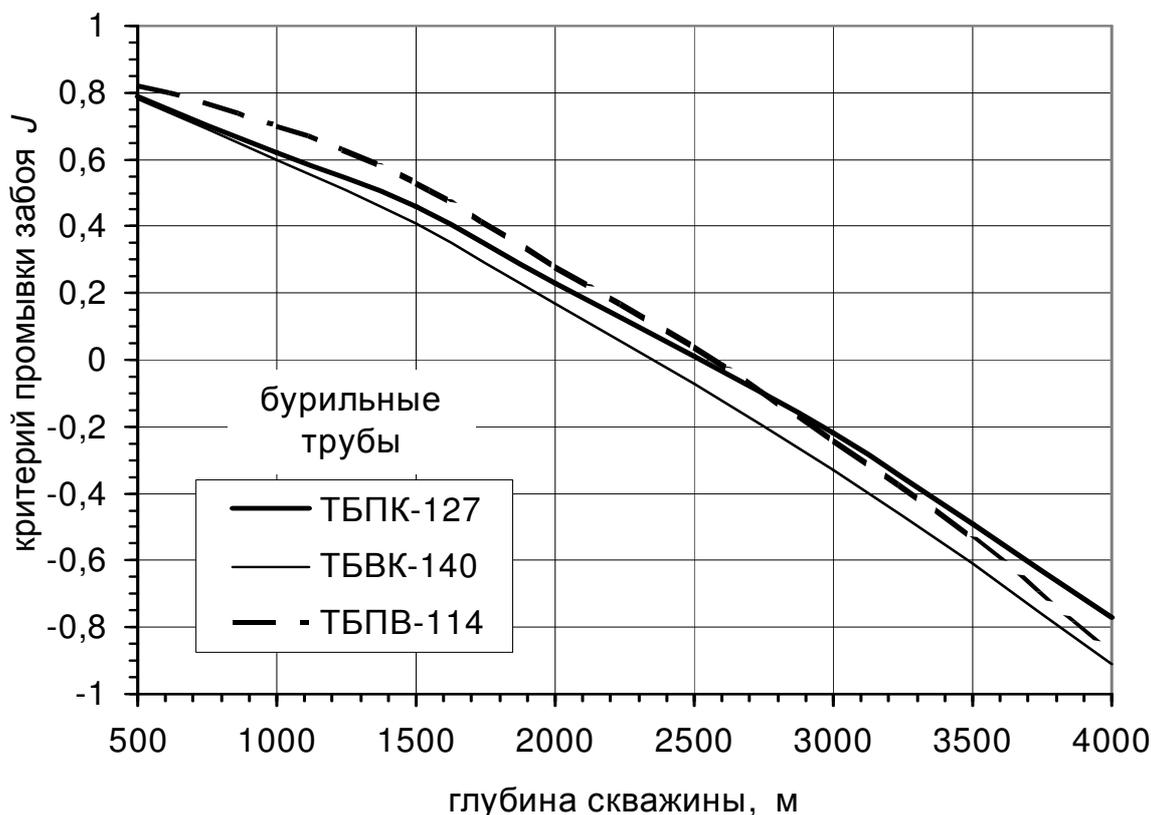


Рис. 18.3. Изменение критерия  $J$  с глубиной скважины при использовании трёх равноразмерных насадок

Величина  $J$  в соответствии с формулой (18.20) зависит от дифференциального давления непосредственно. Дифференциальное давление более чем от потерь давления в заколонном пространстве зависит от плотности бурового раствора. В реальной практике бурения плотность бурового раствора часто существенно превышает требуемую по условиям бурения. Поэтому представляет интерес посмотреть, как плотность бурового раствора влияет на изменение  $J$  с глубиной скважины.

На рис. 18.4 приведены расчетным путем полученные зависимости  $J(L_{скв})$  при трех различных уровнях плотности раствора. Отрицательное влияние  $p_{диф}$  на  $J$  очевидно, и оно неоспоримо доказывает справедливость того, что применению гидромониторных долот должна предшествовать работа по минимизации плотности и реологических параметров бурового раствора. Данные на рис. 18.5 подтверждают, что уменьшение реологических параметров или при-

менение растворов, подчиняющихся степенной реологической модели (например, полимерных малоглинистых буровых растворов) являются весьма эффективными технологическими мерами увеличения показателей работы и глубины результативного применения гидромониторных долот.

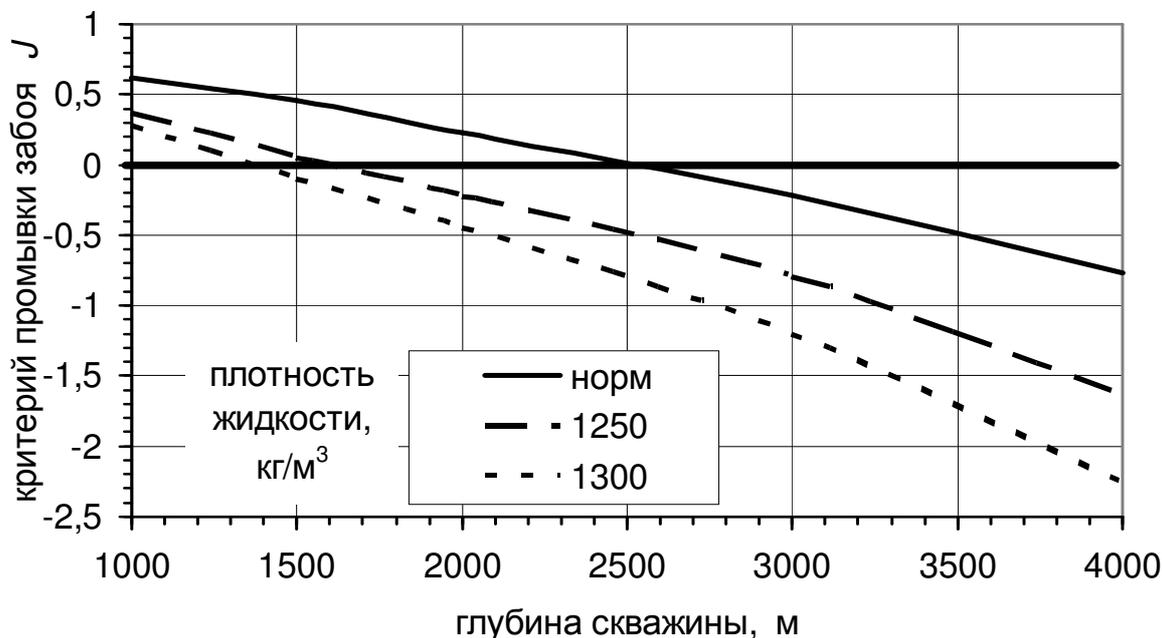


Рис. 18.4. Изменение критерия  $J$  с глубиной скважины при промывке буровыми растворами различной плотности

Геологические или иные причины иногда вынуждают осуществлять бурение с использованием несколько завышенных по плотности или реологическим параметрам буровых растворов. В этом случае необходимо использование технических решений, обеспечивающих “восстановление” потерянного уровня интенсивности промывки забоя, мерой которого является критерий  $J$ . Одним из таких решений может быть приближение насадок к забою.

На рис. 18.6 демонстрируется влияние приближения трех равноразмерных насадок к забою (с 120 до 80 мм) на критерий  $J$  при использовании базовой технологии бурения. На рис. 18.7 показано изменение  $J$  с глубиной в случае, когда плотность раствора завышена по сравнению с базовым раствором всего на  $100 \text{ кг/м}^3$  на глубинах до 3000 м и на  $130 \text{ кг/м}^3$  – после указанной глубины. Само по себе приближение насадок к забою благотворно сказывается на величине  $J$  (рис. 18.6), но оно просто необходимо, если имеет место вынужденное увеличение дифференциального давления на забой (рис. 18.7). При нормальной плотности приближение насадок на 40 мм расширило область эффективного применения гидромониторной промывки до 4000 м и более. При плотности раствора по всему стволу  $1250 \text{ кг/м}^3$  она (предельная глубина применения) стала равной 3500 м.

Изложенные выше результаты численного анализа вполне согласуются с передовым опытом исследования и применения гидромониторных долот, при-

мером которых является опыт внедрения гидромониторной промывки в Тимано-Печорской нефтегазовой провинции и Самарской области [1].

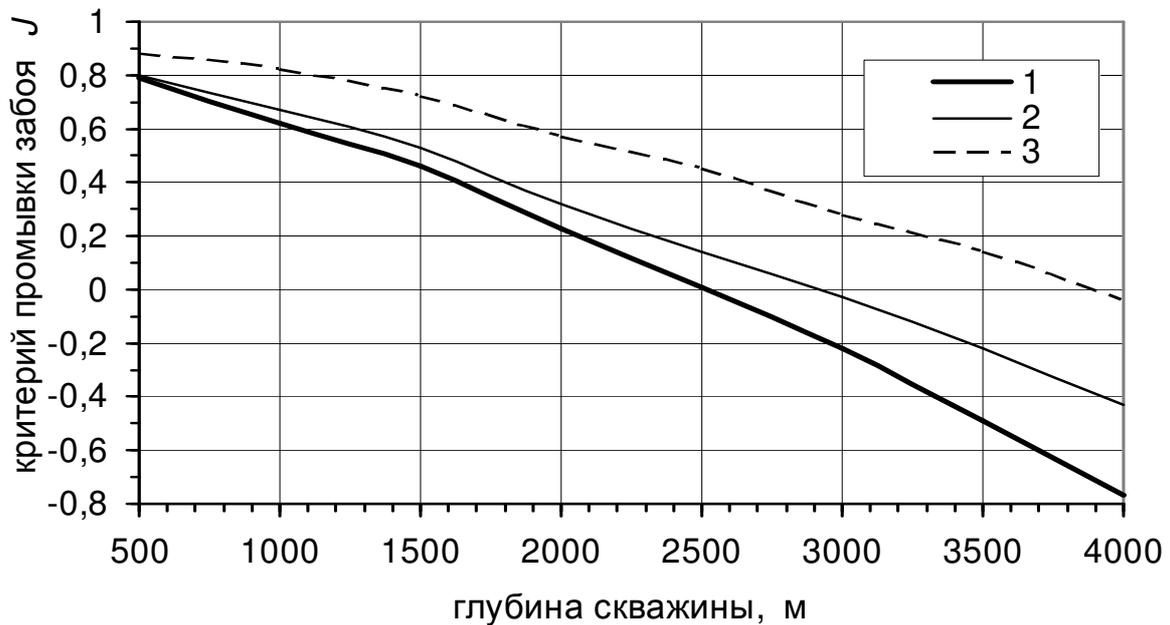


Рис. 18.5. Влияние реологических параметров бурового раствора на изменение критерия  $J$  с глубиной скважины:

1 – динамическое напряжение сдвига – 5 Па, структурная вязкость – 0,02 Па·с ("базовый" буровой раствор); 2 – реологические параметры раствора по сравнению с "базовым" уменьшены в 2 раза; 3 – "степенная" (псевдопластичная) жидкость

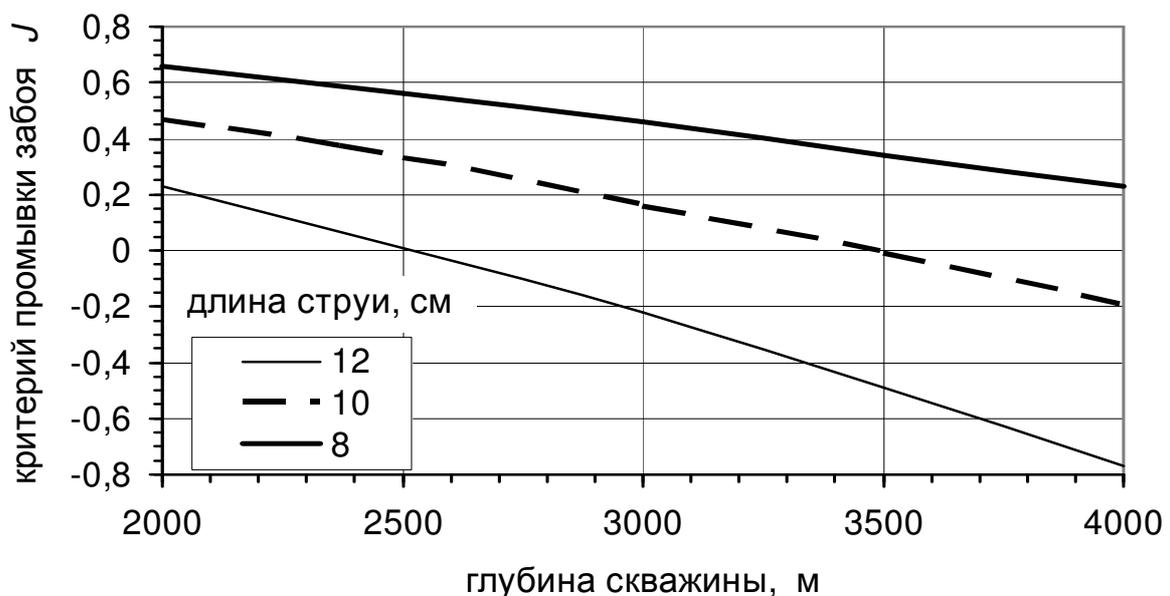


Рис. 18.6. Влияние приближения насадок к забою на изменение величины критерия  $J$  с глубиной при нормальной плотности бурового раствора (базовая технология)

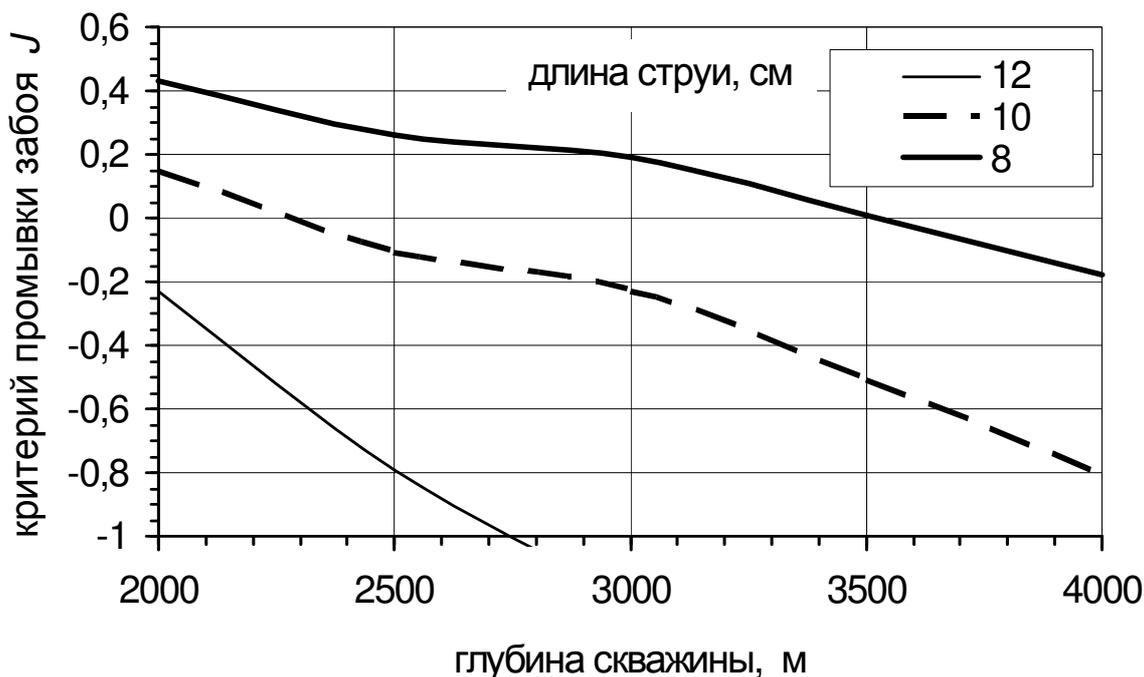


Рис. 18.7. Влияние приближения насадок к забою на изменение критерия  $J$  с глубиной скважины при увеличенной плотности бурового раствора ( $1250 \text{ кг/м}^3$  – по всему стволу)

Доказательство преимуществ критерия  $J$  будет завершено, если будет установлено, что оптимальные по данному критерию варианты гидравлических режимов промывки скважины отличаются от неоптимальных большей интенсивностью фильтрационных процессов, непосредственно осуществляющих процесс очистки забоя от выбуренной породы.

На рис. 18.8...18.11 приведены графики изменения скорости фильтрации через плоскость забоя  $v_\phi$  в зависимости от поворота долота (с заданной скоростью) от некоторого начального момента наблюдения.

На рис. 18.8 сравниваются три варианта промывки скважины через три равноразмерные насадки при бурении на глубине 1000 м (технология бурения – базовая), один из которых представляет собой оптимальный вариант, а другие – неоптимальные по критерию  $J$ , расположенные на графике  $J(Q)$  симметрично относительно первого по величине  $J$ .

Оптимальный вариант выглядит явно предпочтительнее других. При достаточно высоком значении скорости фильтрации  $v_\phi$  он обеспечивает сохранение депрессии до прихода шарошки. Вариант с  $Q = 18 \text{ дм}^3/\text{с}$  имеет хорошую продолжительность фильтрации, но уступает по максимуму  $v_\phi$ . Вариант с  $Q = 48 \text{ дм}^3/\text{с}$  имеет самую худшую характеристику по продолжительности фильтрации, что объясняется влиянием повышенного (за счет потерь давления в заколонном пространстве) дифференциального давления.

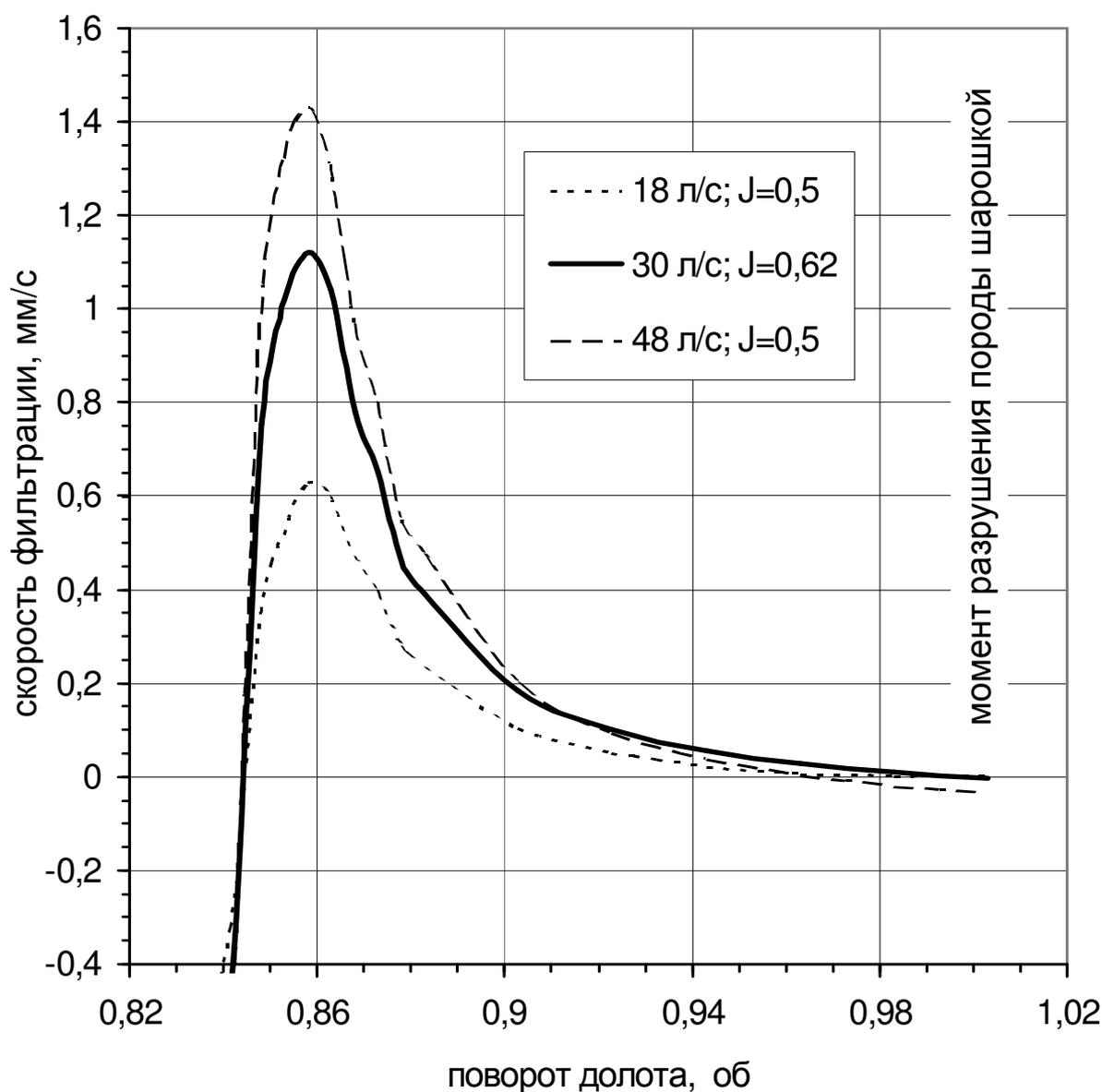


Рис. 18.8. Сравнение оптимального (30 дм<sup>3</sup>/с) варианта промывки (по критерию  $J$ ) с неоптимальными при бурении на глубине 1000 м (бурильные трубы ТБПК-127, диаметр скважины – 215,9 мм, давление на насосах – 15 МПа)

На рис. 18.9 приведены результаты аналогичного анализа для глубины 2500 м. Преимущество оптимального варианта выражено в большей степени, а из неоптимальных предпочтительнее выглядит вариант с меньшим расходом, который имеет существенно большую продолжительность фильтрации.

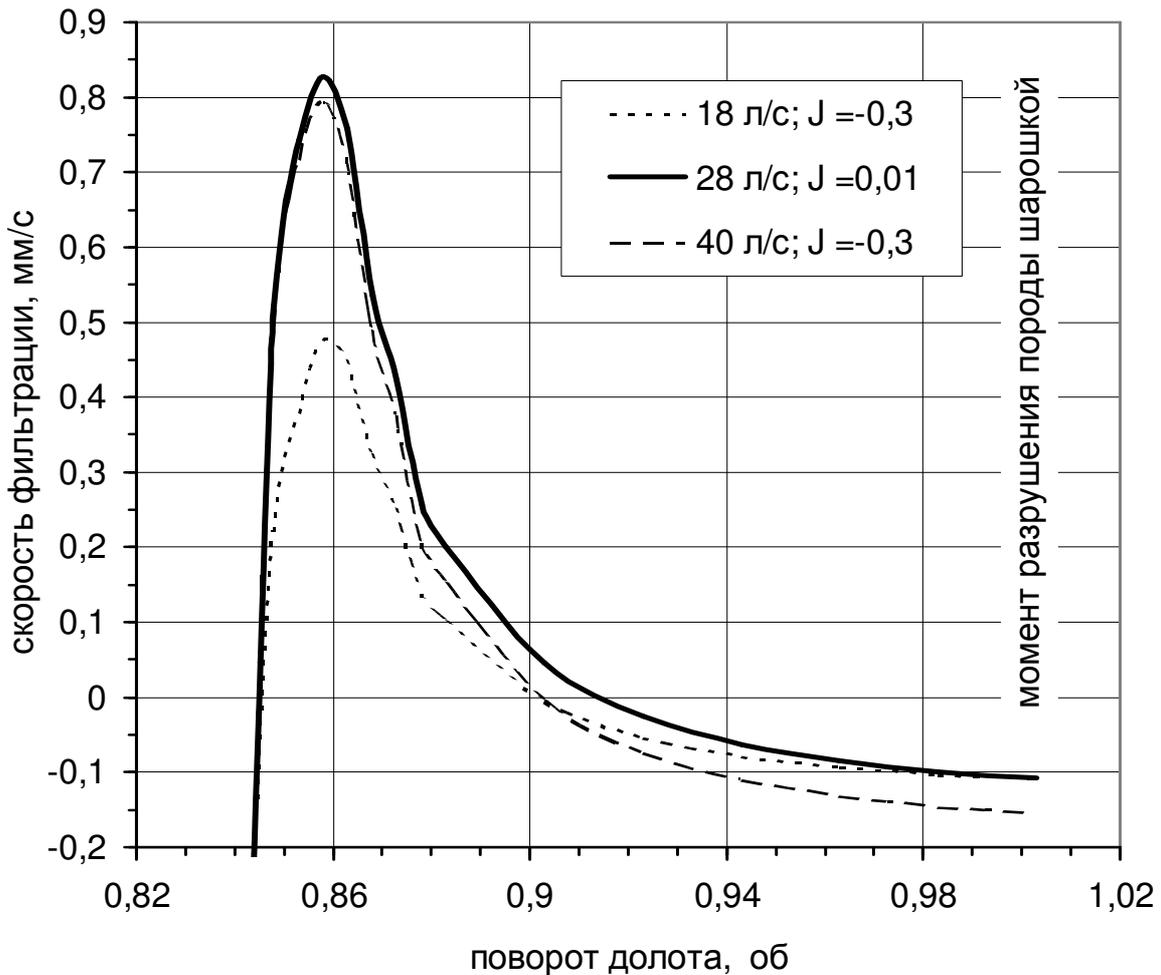


Рис. 18.9. Сравнение оптимального (28 дм<sup>3</sup>/с) варианта промывки (по критерию  $J$ ) с неоптимальными при бурении на глубине 2500 м (бурильные трубы ТБК-127, диаметр скважины 215,9 мм, давление на насосах – 15 МПа)

При глубине бурения 4000 м (рис. 18.10) преимущество оптимального варианта режима промывки выражено еще более определенно. Неоптимальный вариант с меньшим  $Q$  уступает по величине  $v_f$ , а с большим  $Q$  – по продолжительности фильтрации.

Таким образом, на всех глубинах бурения оптимальные по критерию  $J$  режимы промывки скважины имеют явное преимущество перед другими по фильтрационным показателям, что свидетельствует о физической обоснованности критерия  $J$ . Последнее дает основание на использование его в качестве аргумента в уравнениях, отражающих влияние промывки на процессы разрушения породы, износ вооружения и опоры долота.

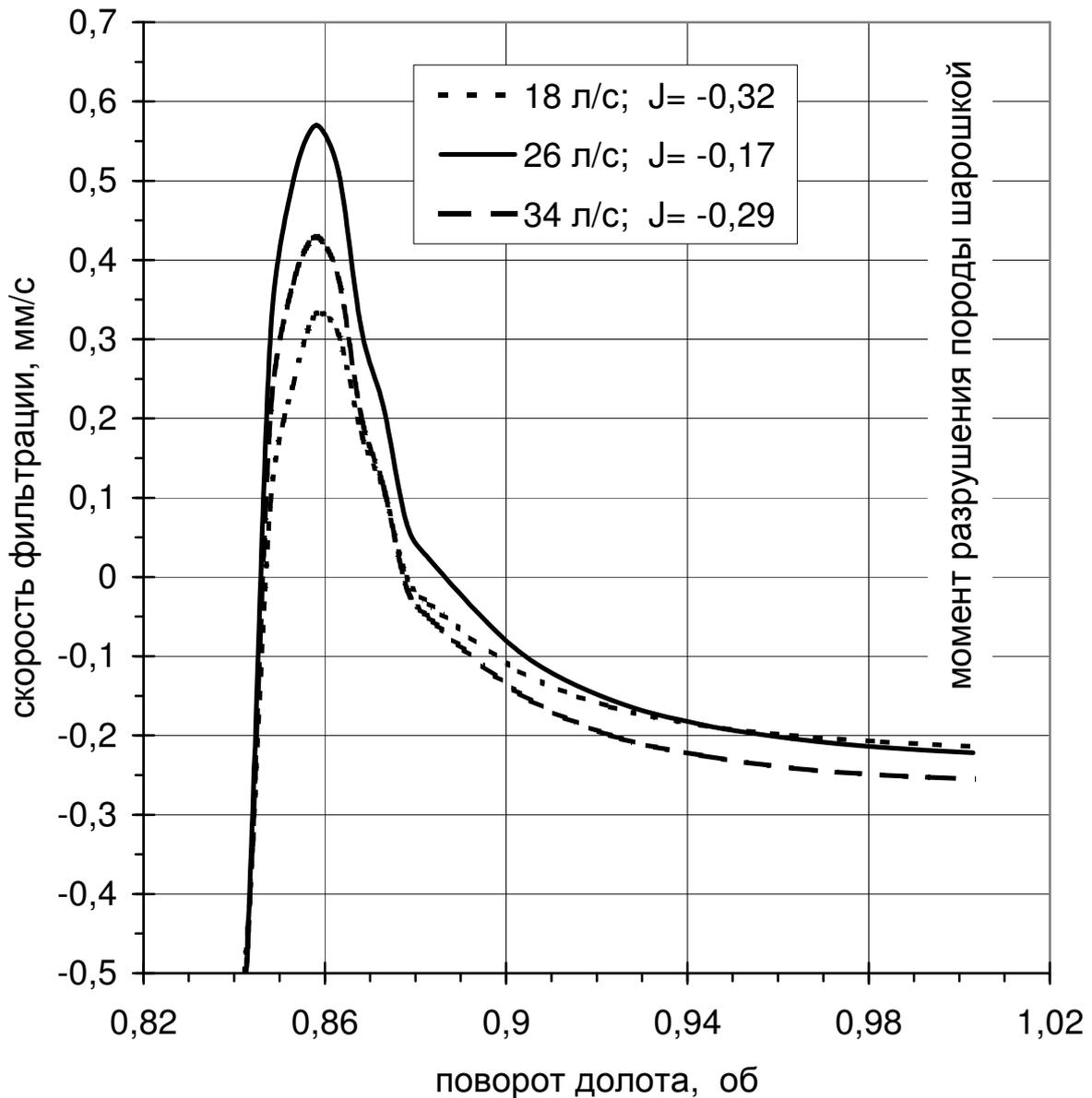


Рис. 18.10. Сравнение оптимального (26 дм<sup>3</sup>/с) варианта промывки (по критерию  $J$ ) с неоптимальными при бурении на глубине 4000 м (бурильные трубы ТБПК-127, диаметр скважины 215,9 мм, давление на насосах – 15 МПа)

#### 18.4. Упрощенная (приближенная) методика расчета оптимальных параметров режима промывки

В промысловых условиях далеко не всегда имеется возможность использовать ЭВМ для выполнения гидравлических расчетов. Поэтому для ускорения расчетов есть смысл пожертвовать в допустимых пределах точностью и воспользоваться не очень точными методиками, описанными в разделе 13 (часть II)

Если выбрать расход  $Q_1$ , близкий к искомому, и выполнить один раз "привязочный" расчет потерь и перепадов давления, то вполне допустимо в окрестностях этого расхода менять  $Q$ , принимая, что в интервале от  $Q_1 - \Delta Q$  до  $Q_1 + \Delta Q$  функции  $p_n, p_w, p_{kn}, p_{nom}$  описываются уравнением (в общем случае):

$$p = p_o + BQ + ApQ^2.$$

(Подробнее о составлении уравнений см. разд. 13).

Методика расчета критерия промывки  $J$  сведется в этом случае к следующему:

1. Для всех расчетных элементов (секций бурильной колонны и участков заколонного пространства) вычисляют  $Q_{кр}$ .

2. Выбирают первый привязочный расход  $Q_1$  и намечают нижнюю  $Q_{min}$ , а заодно и верхнюю  $Q_{max}$ , границы изменения  $Q$  в процессе поиска оптимального решения.

3. Составляют возрастающий ряд значений  $Q_{kpi}$ , расположив последние между  $Q_{min}$  и  $Q_{max}$ :

$$Q_{min}, Q_{kp1}, \dots, Q_{kp(m-1)}, Q_{kp(m)} \dots Q_{max}.$$

4. Затем вычисляют  $p_{kn}, p_w, p_{nom}$  для  $Q_1$ , сохранив все значения  $p_{oi}, B_i$  и  $A_i$  для отдельных расчетных элементов. В результате получают уравнения типа (4.13) для  $p_{kn}, p_{nom}$ , описывающих изменение этих величин от  $Q$  в интервалах:

$$Q_{min} \dots Q_{kp1}; Q_{kp1} \dots Q_{kp2}; \dots; Q_{kp(m)} \dots Q_{max}.$$

Таким образом, получают по два уравнения для каждого интервала изменения  $Q$ .

5. Поиск оптимального сочетания  $Q, z, d_o$  в дальнейшем осуществляют в порядке, описанном в подразделе 18.2. Отличие в использовании приближенного метода заключается только в том, что  $p_w, p_{kn}$  и  $p_{nom}$  определяются не по точным, а приближенным формулам.

Примечание. В первый раз  $p_o, B, A$  вычисляют по первому расходу  $Q$ . Далее возможны три пути:

- поступить так, как рекомендуется в п.4, уточняя величины  $p_o, B, A$  для всех отдельных интервалов изменения расхода  $Q$ ;
- сохранить уравнения  $p=f(Q)$ , полученные при  $Q=Q_1$  только для области  $Q_{min} < Q < Q_1$ , а затем уточнить их для области  $Q > Q_1$ ; дело в том, что по мере увеличения все большее число участков будет вовлечено в турбулентный режим и уравнения будут преобразовываться к виду  $p=ApQ^2$ , но этот вариант характеризуется большей погрешностью в области  $Q < Q_1$ ;
- сохранить уравнения, полученные при  $Q=Q_1$  для всего диапазона изменения  $Q$  от  $Q_{min}$  до  $Q_{max}$ .

В последнем случае погрешность будет возрастать по мере увеличения абсолютного значения разности  $Q - Q_1$ .

### 18.5. Оптимизация режима промывки скважины при бурении забойными двигателями

В отличие от роторного бурения при турбинном все параметры режима бурения и промывки взаимосвязаны. Возможности турбобура "принимать" нагрузку зависит от расхода  $Q$ . Следовательно, выбор  $Q$  зависит не столько от необходимости обеспечить удовлетворительную очистку забоя и ствола скважины, сколько от необходимости "обеспечить" забойный двигатель достаточным моментом  $M$  и мощностью  $N$  на валу турбобура. Дело в том, что  $M$  возрастает во второй степени от  $Q$ , а мощность – в третьей. По этой причине при турбинном бурении всегда присутствует естественное стремление промывать скважину при таких расходах, при которых рабочие давления на насосах близки к предельным (либо по втулкам, либо по прочности манифольда).

Раньше (см. раздел 18.2), исследуя вопрос рациональной передачи гидравлической мощности на забой при роторном бурении, мы нашли, что на забое мощность гидромониторных струй будет максимальной, если выполнится условие:

$$p_d = 2p_n/3.$$

При турбинном бурении забойная гидравлическая мощность представлена мощностью  $N$ , передаваемой турбобуру. Следовательно, ничего не изменится в решении, если под  $p_d$  понимать перепад давления на турбобуре. Следовательно, турбобур разовьёт на забое максимально возможную мощность, если :

$$p_{трб} = \frac{2}{3} p_n$$

или, что то же самое,

$$p_{ном} = \frac{1}{3} p_n.$$

Но тут же возникает вопрос: как этого добиться?

Во-первых, необходимо стремиться к уменьшению потерь давления. Для этого следует, прежде всего, использовать бурильные трубы оптимального диаметра (см. подраздел 18,6):

$$d_{бт}=(0.56\dots0.57)D_{скв}.$$

Это решение обеспечит минимизацию абсолютного значения потерь (при  $Q=const$ ). Это будет оптимальное решение в отношении бурильных труб.

Во-вторых, нужно определиться с числом секций турбобура.

Необходимо взять такое число секций, при котором соотношение  $p_{трб}$  и  $p_n$  (или, что то же самое, соотношение  $p_{ном}$  и  $p_{трб}$ , которое должно быть, как 1:2) должно быть ближе к идеальному. Для этого достаточно выбрать произвольно  $Q$ , рассчитать  $p_{ном}$ , найти по справочной таблице  $p_{трб}$  и поделить первое на второе. Эти действия являются реализацией желания оптимизировать выбор турбобура для данных условий бурения.

В-третьих, нужно теперь увеличить  $Q$ , подобрав вариант числа одновременно работающих насосов и диаметров цилиндрических втулок, при котором давление  $p_n$  близко к  $p_{дон}$ . Только в этом случае на забое окажется гидравлическая мощность, близкая к  $2/3$  максимальной гидравлической мощности насосов. Только в этом случае будет завершена оптимизация режима промывки при турбинном бурении (только **режима промывки**, но не режима бурения в широком смысле этого понятия).

### **18.6. Выбор оптимальных соотношений диаметров скважины и типоразмеров бурильных труб по гидродинамическим критериям**

Очевидно, что для каждой конкретной скважины существует своя оптимальная конструкция бурильной колонны, которая обеспечивает:

- реализацию оптимальных режимов промывки скважины при бурении гидромониторными долотами;

- реализацию оптимальных режимов бурения, в том числе и режимов промывки.

Вначале рассмотрим только первую задачу, ограничившись выбором диаметра базовой части бурильной колонны исключительно с “гидравлической” точки зрения.

**Выбор “базовой” части бурильной колонны.** В работе [5], посвященной выбору оптимальных сочетаний диаметров нефтепромысловых труб (и не только бурильных) и скважины, эта задача исследована достаточно детально на примере одноразмерных бурильных колонн без КНБК и долота.

Показано, что уровень оптимальности размеров труб следует оценивать исходя из следующих требований:

- обеспечение минимальных значений гидродинамических давлений при спуске (подъеме);

- минимизация общих (суммарных) гидравлических потерь давления при промывке (потерь в трубах  $p_v$  и потерь в заколонном пространстве  $p_{кн}$ );

- минимизация потерь давления в заколонном пространстве  $p_{кн}$  при промывке скважины.

Перечисленные требования противоречивы, поэтому решение задачи сводится к поиску оптимального (компромиссного) варианта.

В работе [5] показано, что варианту сочетания диаметров бурильных труб  $d_{mp}$  и скважины  $D$ , при котором достигается минимум суммарных потерь давления при **промывке**  $p_n$ , почти точно соответствует самый неблагоприятный с точки зрения **спуска** колонн вариант с максимумом  $p_{з\partial}$ . Оказалось, что зависимость  $p_{з\partial}=f(d_{mp}/D)$ , если  $p_{з\partial}$  в численном эксперименте определять с учетом поступления жидкости в трубы при спуске, имеет явно выраженный максимум, близко совпадающий с минимумом зависимости  $p_n = f(d_{mp}/D)$  при промывке. Было установлено, что при роторном бурении оптимальный компромисс для большинства типоразмеров бурильных труб достигается при величинах  $d_{mp}/D=0,52...0,57$ .

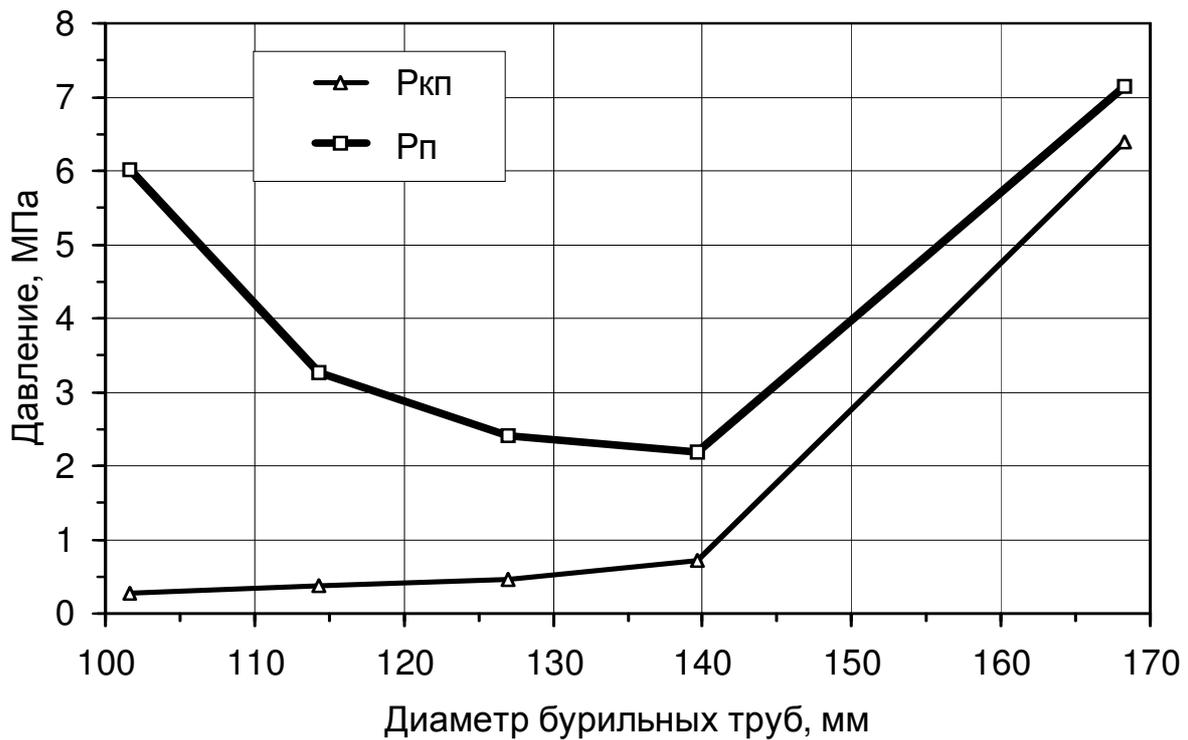


Рис. 18.11. Влияние диаметра буровых труб на  $p_{кп}$  и  $p_{п}$  (точками помечены результаты расчетов с трубами ТБВК-102,6\*9, ТБПВ-114,3\*9, ТБПК-127\*9,2, ТБВК-139,7\*10 и СБТВ-168,3\*10): диаметр скважины 215,9 мм; плотность раствора 1200 кг/м<sup>3</sup>;  $\tau_o=5$  Па;  $\eta=0,015$  Па\*с; скорость спуска 1,5 м/с

Ниже излагаются результаты новых численных экспериментов, которые следует рассматривать как развитие изложенных в работе [5] исследований.

Расчеты выполнены только для скважины диаметром 215,9 мм, в которой могут разместиться практически все размеры стандартных буровых труб, включая трубы диаметром 168,3 мм. В качестве “представителей” стандартного ассортимента труб выбраны трубы ТБВК-102,6\*9; ТБПВ-114,3\*9, ТБПК-127\*9,2; ТБВК-139,7\*10; СБТВ-168,3\*10. На рис. 18.11 приведены результаты расчетов потерь давления при промывке скважины. Видно, что область минимума суммарных потерь давления приходится на интервал диаметров 135...140 мм, в котором располагается стандартный размер 139,7 мм. Из рис. 18.12, где те же данные показаны в относительных величинах, следует, что при использовании труб ТБВК-139,7\*10 суммарные потери минимальны (они взяты за единицу), но потери давления в заколонном пространстве составляют около 30% от суммарных потерь давления и существенно превышают потери в случае использования труб меньшего диаметра.

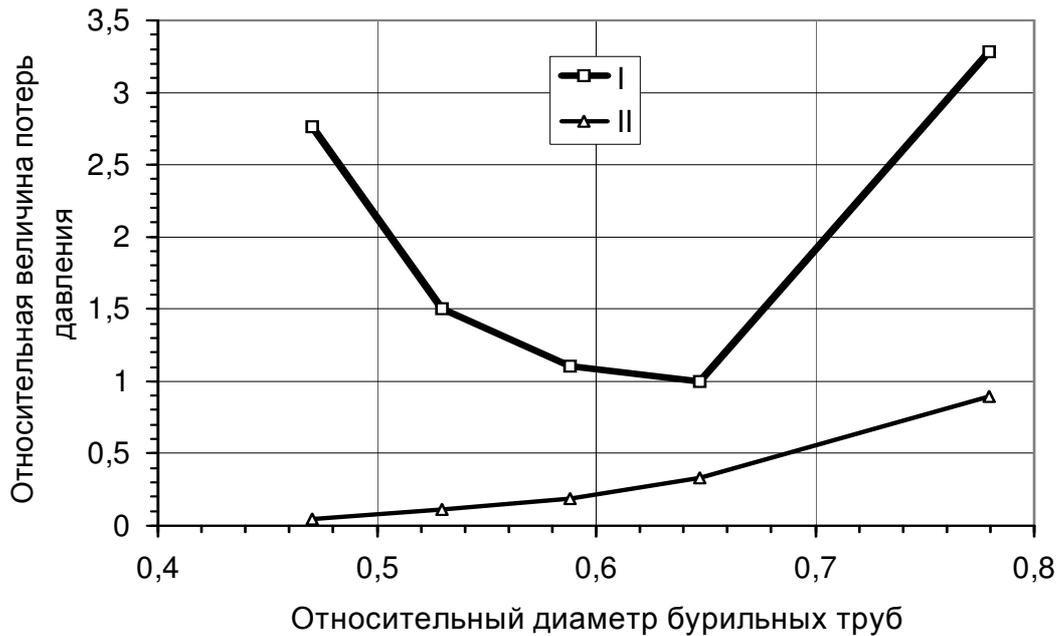


Рис. 18.12. Влияние относительного диаметра буровых труб на потери давления  $p_n$  и  $p_{кп}$  при промывке (условия расчета те же, что на рис. 18.11):  
 I – потери давления  $p_n$ ; II – потери давления  $p_{кп}$

Рис. 18.13 иллюстрирует влияние диаметра буровых труб на увеличение гидродинамического давления при спуске труб открытой и закрытой (“с обратным клапаном”) колонны. За 100% взяты давления при использовании труб диаметром 102,6 мм, когда закрытие труб практически не влияет на давление в скважине. Оказалось, что интенсивный рост давлений происходит, начиная с диаметра 140 мм и более. Особенно интенсивно возрастает давление при спуске закрытых колонн.

На рис. 18.14 показано влияние изменения диаметров труб (в пределах перечисленного ассортимента) на эквивалентную плотность раствора при промывке. Приведенные данные полностью подтверждают сформулированные выше выводы. Обращает на себя внимание тот факт, что, начиная с диаметра 140 мм, особенно опасным является спуск с промывкой.

Обобщая изложенное, можно утверждать, что оптимальное соотношение диаметра труб в “базовой” части буровой колонны и диаметра скважины располагается в границах 0,52...0,58. При  $d_{\text{отр}}/D < 0,52$  существенно возрастает  $p_n$ , а область  $d_{\text{отр}}/D > 0,57$  заведомо нетехнологична и должна быть отвергнута, поскольку совместно увеличиваются  $p_{кп}$  и  $p_n$ . Если иметь в виду скважину диаметром 215,9 мм, то буровые трубы диаметром 139,7 мм и легкосплавные трубы диаметром 147 мм могут стать причиной осложнений и совершенно недопустимы к применению.

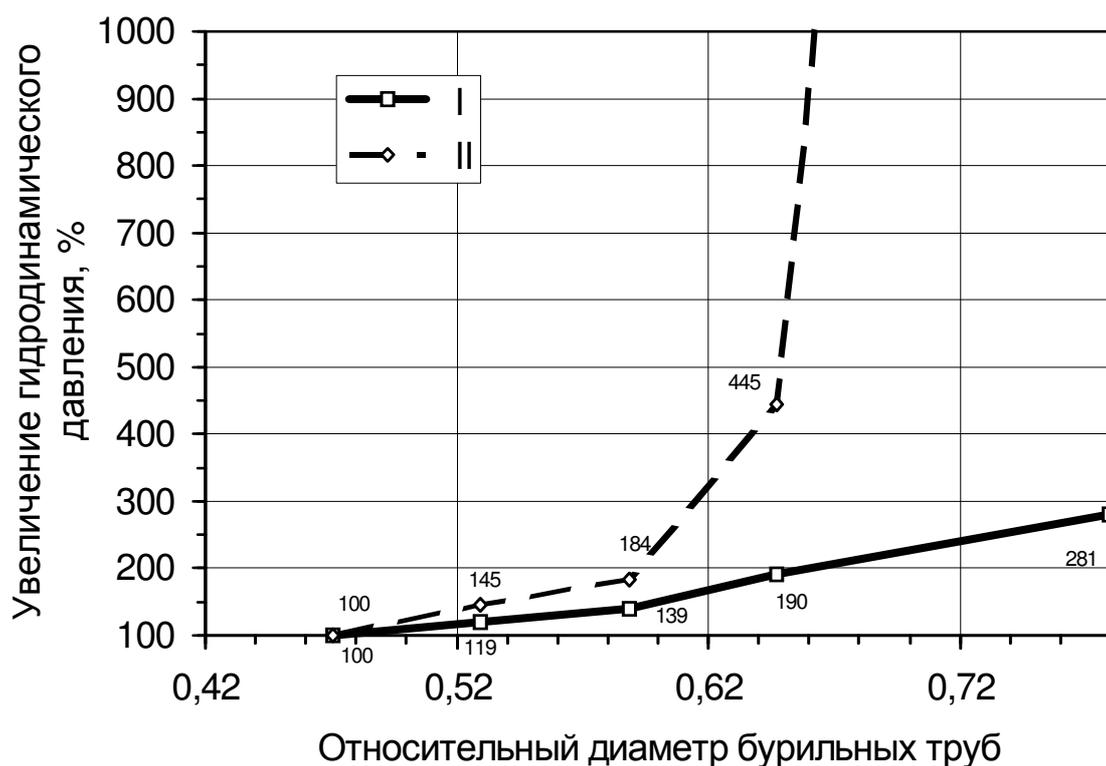


Рис. 18.13. Сравнение давлений при спуске открытой и закрытой колонн (условия расчета те же, что на рис. 18.11):  
I – открытая колонна; II – закрытая колонна

Выше, в разделе 18.3 (рис. 18.3), в качестве примера было проанализировано влияние на величину критерия промывки  $J$  различных по диаметру бурильных труб колонн, но “несущих” одни и те же КНБК.

Анализ показал, что для условий численного эксперимента бурильная колонна, составленная на основе труб ТБВК-139,7, явно уступает колоннам, составленным из труб меньшего диаметра. Неожиданно выяснилось, что применение труб ТБПВ-114,3 более эффективно по сравнению с трубами ТБПК-127 до глубины 2750 м, а при больших глубинах – наоборот. Разумеется, такой вывод справедлив только для данных конкретных условий бурения. Поэтому правомернее говорить не только о выборе оптимальных типоразмеров бурильных труб для данной скважины, но и о выборе компоновочного варианта колонны в целом.

Дело в том, что на выбор решения, кроме диаметра труб, влияет ряд факторов:

- диаметр соединения (замка), от которого зависят потери давления в колонном пространстве;
- конструкция замкового соединения, от чего зависит относительная величина гидравлических потерь, приходящаяся на соединение труб;
- конструкция скважины (длина обсаженной части ствола, внутренний диаметр обсадных труб);

- наличие сужений ствола и каверн;
- плотность и реологические параметры бурового раствора;
- технические возможности насосной группы в отношении создания и поддержания в течение всего долбления необходимого давления.

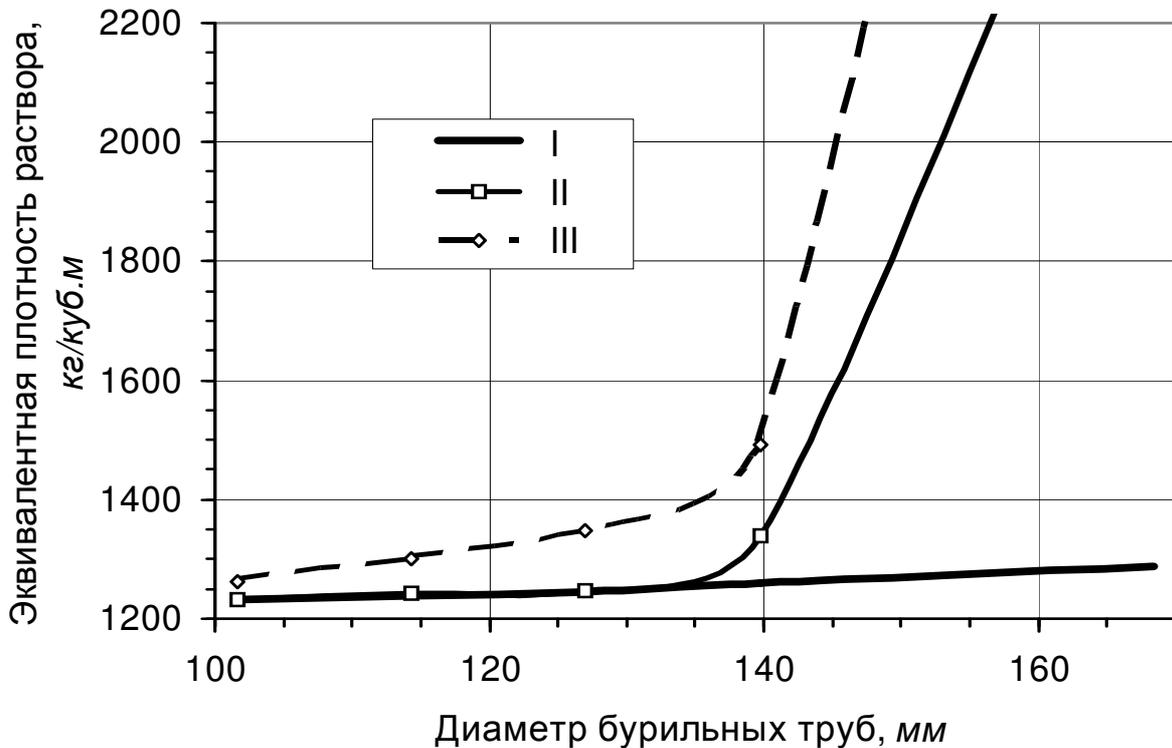


Рис. 8.14. Влияние диаметра буровых труб на эквивалентную плотность раствора при спуске: I – открытых труб; II – закрытых труб; III – с промывкой с расходом жидкости 0,02 м<sup>3</sup>/с

Анализ показывает, что нет правильной для всех случаев методики решения по выбору оптимальной конструкции буровых колонн по косвенным признакам, кроме самых общих рекомендаций. Решение может быть найдено только путем перебора различных вариантов. Оптимальным будет считаться тот (или те), который обеспечивает при всех прочих равных условиях достижение самых высоких значений  $J$  по всем интервалам бурения.

В глубоком бурении используются три типа трубных колонн: буровые, обсадные и колонны насосно-компрессорных труб (лифтовые колонны).

При турбинном бурении оправдано стремление передать на забой гидравлическую мощность с минимальными потерями в циркуляционной системе. А это делает обоснованным некоторое стремление к более высоким отношениям  $d_{mp}/D$  (но не более 0,67). Для случая применения забойных двигателей рекомендуется в пределах от 0,56 до 0,62.

В итоге получается, что при роторном бурении долотами 215,9 мм следует пользоваться трубами не более 114...127 мм. При турбинном – трубами 127...139,7 мм. Применение труб диаметром 147 мм следует всячески ограничивать. Такой вывод справедлив только для долот диаметром 215,9 мм.

Аналогичные расчеты выполнены и для обсадных и для насосно-компрессорных труб, у которых диаметры соединительных муфт отличаются от диаметров самих труб в меньшей степени, чем у бурильных труб. По этой причине несколько смещаются величины  $d_{онт}$ , при этом характер зависимостей не меняется.

При выборе диаметров обсадных труб практически не учитываются гидродинамические условия. Другое дело – насосно-компрессорные трубы, при использовании которых имеют конкретное значение все перечисленные ранее гидродинамические параметры (критерии). Например, следует учитывать величину  $d_{mp}$  при выборе способа промывки. Если  $d_{mp}/D > 0,6$ , то лучше промывку скважины осуществлять методом “обратной” промывки. Тогда в роли  $p_{кп}$  “выступят” потери в трубах, и избыточное давление на пласт будет меньше, чем при “прямой” промывке.

## 19. Оптимизация режима промывки скважины с учётом фактора "утяжеления" восходящего потока в заколонном пространстве выбуренной породой

До сих пор принималось, что плотности буровой промывочной жидкости в трубах и в заколонном пространстве (как и другие параметры) совершенно одинаковы. Словом, считали, что рассматривается промывка без бурения, когда скважина промывается одной и той же жидкостью на всех участках циркуляционной системы скважины.

В то же время придётся признать, что промывка во время бурения (углубления скважины) сопровождается "утяжелением" жидкости в заколонном пространстве выбуренной породой и средняя плотность восходящей промывочной жидкости будет больше плотности закачиваемой в трубу жидкости.

Предположим, что механическая скорость бурения долотом диаметром 295,3 мм при расходе жидкости 0,035 м<sup>3</sup>/с составила 50 м/час. Если средняя плотность породы равна 2500 кг/м<sup>3</sup>, а исходная плотность жидкости – 1200 кг/м<sup>3</sup>, то средняя плотность жидкости  $\rho_{см}$  в заколонном пространстве во время бурения составит около 1240 кг/м<sup>3</sup>. Разница, как видим, существенная. Увеличение подачи насосов  $Q$  уменьшит эту разницу вследствие того, что концентрация шлама в растворе уменьшится. Это, в частности, означает, что изменение  $Q$  непосредственно влияет на гидростатическое давление на забой (через плотность смеси  $\rho_{см}$ ). С другой стороны, увеличение или уменьшение  $Q$  изменяет потери давления в заколонном пространстве. Как видим, вопрос представляется не таким уж простым и требует специального рассмотрения.

### 19.1. Подъём выбуренной породы потоком жидкости в заколонном пространстве

Если скважина промывается вязко-пластичной жидкостью, то можно считать, что твёрдые частицы, характерный (эквивалентный) размер которых  $d_s$ :

$$d_s < \frac{6\theta K_\phi}{g(\rho_n - \rho)}, \quad (19.1)$$

где  $\theta$  – статическое напряжение сдвига бурового раствора,

$K_\phi$  – коэффициент формы,

$\rho_n$  – плотность породы,

$\rho$  – плотность бурового раствора,

будут двигаться со скоростью, равной скорости восходящего потока в данной точке сечения заколонного пространства. Твёрдые частицы большего диаметра начнут "оседать" в восходящем потоке (по отношению к жидкости), и скорость подъёма их будет меньше скорости жидкости, окружающей частицу. Но в разных точках сечения скорости, как известно, разные. Они равны нулю на стенке скважины и на наружной поверхности трубы. В центральной части кольцевого

пространства (если трубы расположены строго концентрично относительно скважины) скорость максимальна. В отличие от трубы при структурном режиме потока в затрубном пространстве образуются два градиентных кольцевых слоя: один между трубой и кольцеобразным структурным ядром, а другой – между ядром и стенкой скважины. Следовательно, твердые частицы, оказавшиеся в ядре, будут подниматься быстрее, а те частицы, которые случайно оказались либо у поверхности трубы, либо у стенки скважины, отстанут от первых и в какой-то момент даже могут оседать, пока не окажутся так же случайно втянутыми в ядро или в зоны, прилегающие с внутренней стороны или с наружной стороны к структурному ядру. Это говорит о том, что процесс транспортировки шлама имеет весьма своеобразный характер даже при структурном движении. При турбулентном режиме движения скорости потока по сечению не так сильно отличаются между собой, как это имеет место при структурном режиме. Поэтому и твердые частицы одинакового размера  $d_s$  будут двигаться (по отношению к скважине) с близкими скоростями.

Фракционный состав выбуренной породы, "поставляемой" забоем восходящему потоку, охватывает очень широкий спектр размеров и форм: от сотых долей до десятков миллиметров; от частиц, которые условно можно отнести к круглым, до пластинчатых, длина которых кратно больше поперечных размеров частицы. Ясно, что частицы, эквивалентный размер которых, найденный по формуле:

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{6V}{\pi}}, \quad (19.2)$$

где  $V$  – объем частицы, диаметр которой меньше  $d_s$ , найденного по формуле (5.1), будут двигаться вместе с потоком, не отставая от него. Другие же частицы будут двигаться со скоростью, которая заведомо меньше скорости в том месте сечения потока, где они случайно оказались. Все это означает, что частицы больших размеров отстанут от частиц меньших размеров. Концентрация частиц большего размера в нижней части скважины окажется, естественно, больше, чем в среднем по стволу.

Существует немало методик определения относительной скорости движения твердой частицы в восходящем потоке жидкости. Приведем одну из них.

В структурном потоке (ламинарном) ВПЖ среднюю скорость оседания частиц можно найти по формуле:

$$u_{cp} = \frac{\eta(Ar - 6He)}{d_s \rho (18 + 0,61\sqrt{Ar})}, \quad (19.3)$$

где

$$A_v = d_s^3 \rho (\rho_n - \rho) g / \eta^2, \quad (19.4)$$

$$He = d_3^2 \tau_o \rho / \eta^2. \quad (19.5)$$

Критерий (параметр)  $Ar$  – критерий Архимеда.

При турбулентном режиме движения жидкости средняя скорость оседания частиц определяется по формуле:

$$u_{cp} = 4\sqrt{d_3(\rho_n - \rho)/\rho}, \quad (19.6)$$

а максимальные размеры частиц можно найти по приближенной формуле:

$$d_3 = 0,002 + 0,037D_o. \quad (19.7)$$

В этой формуле игнорируется влияние, например, осевой нагрузки или скорости вращения на  $d_3$ .

Логично увязывать размер частиц, образующихся при бурении не с диаметром долота, а с проходкой долота за один оборот. Для определения  $d_3$  можно предложить формулу:

$$d_3 = 30v_m/n, \quad (19.8)$$

где  $v_m$  – скорость механического бурения, м/час;

$n$  – скорость вращения долота, об/мин.

При этом  $d_3$  получается в мм.

К этой формуле следует относиться как к весьма ориентировочной, приближенной. Она может исказить результат (в сторону занижения) при усталостном режиме разрушения. С другой стороны, она может завязать  $d_3$  при высоких скоростях бурения долотами с большим скольжением зубьев. Очевидно и то, что  $d_3$  не может превысить высоту зубьев шарошки.

Расчеты показывают, что формулы (19.3) и (19.6) дают завышенные результаты. Опыт свидетельствует, что при скоростях восходящего потока 0,10...0,15 м/с наблюдается устойчивый подъем частиц шлама в восходящем потоке ВПЖ.

Нужно учесть и тот неоспоримый факт, что трубы всегда прижаты к стенке скважины и канал для транспорта шлама всегда имеет серповидную форму, а поток периодически обтекает замки (муфты), где подвергается интенсивному перемешиванию.

Если обобщить сказанное выше, то можно заключить, что невозможно количественно определить тот так называемый расход витания  $Q_{вит}$ , при котором все частицы "повиснут" в заколонном пространстве. Такой расход существует только для частиц одного размера. Можно только говорить о некоторой условной скорости потока в заколонном пространстве  $v_{o,кн}$ , меньше которой большинство частиц останутся в зоне долота. Для каждого размера режимы движения этой скорости будут разными. Для ВПЖ меньше, чем для технической воды. Ориентировочно можно принять для ВПЖ с  $\tau_o \geq 3\text{Па}$   $v_{o,кн} = 0,10...0,12$  м/с. Для воды –  $v_{o,кн} = 0,15...0,20$  м/с. Этим скоростям будут соответствовать и условные расходы  $Q_o$ , при которых частицы не могут подниматься по стволу скважины.

Это значит, что эффективный транспорт шлама возможен только при  $Q > Q_o$ .

## 19.2. Влияние выбуренной породы, поступающей в скважину в процессе бурения, на давления при промывке

Представим себе, что за время наблюдения  $t$  долотом пройден интервал от глубины  $L_0$ , при этом проходка составила  $h$  м (рис. 19.1). За время от начала бурения жидкость успеет подняться на высоту

$$l = \frac{Qt}{f_{кп}}, \quad (19.9)$$

где  $f_{кп}$  – площадь сечения кольцевого пространства.

Выбуренная порода "отстанет" от жидкости и поднимется за это же время только на высоту

$$H = \frac{Q - Q_0}{f_{кп}} t \quad (19.10)$$

где  $Q_0$  – усредненный (эквивалентный) расход витания.

Концентрация шлама (объёмная) в столбе раствора высотой  $H$  составит:

$$\varphi = \frac{V_m f_d}{Q - Q_0}, \quad (19.11)$$

где  $v_m$  – скорость механического бурения.

Плотность смеси раствора и шлама будет равна:

$$\rho_{см} = \varphi \rho_n + (1 - \varphi) \rho, \quad (19.12)$$

где  $\rho_n$  – плотность выбуренной

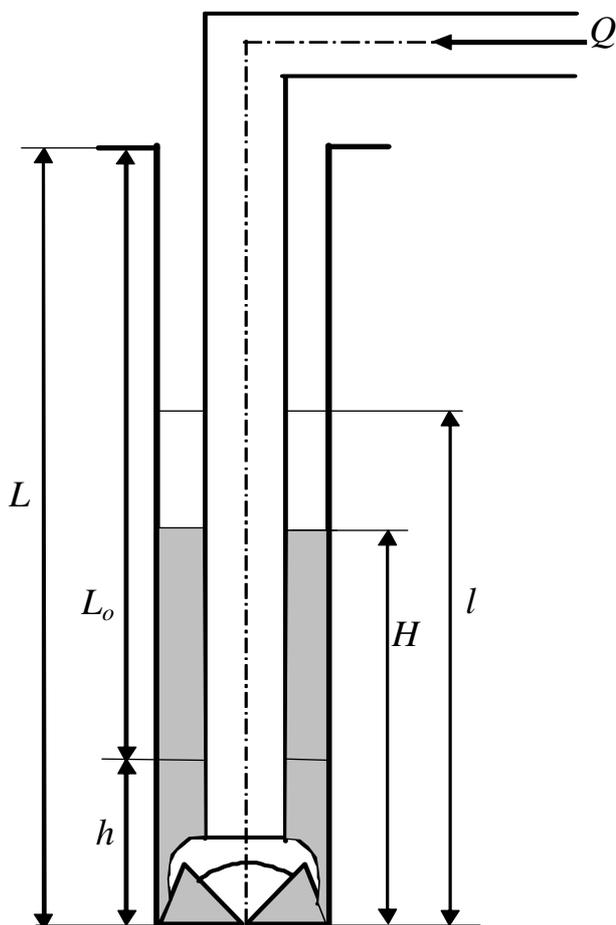


Рис. 19.1. К расчету подъема утяжеленного выбуренной породой бурового раствора при бурении

породы.

Пока "грязный" раствор не достигнет устья, давление на забой будет равно:

$$p_{заб} = \rho_{см} g H + \rho g (L - H) + p_{кп}, \quad (19.13)$$

где  $p_{кп}$  – потери давления в заколонном пространстве.

Давление на насосе выразится уравнением:

$$p_n = p_{ном} + \rho_{см} g H - \rho g H, \quad (19.14)$$

где  $p_{ном}$  – сумма всех потерь давления в циркуляционной системе, **включая** долото, обвязку и турбобур. Преобразуем формулу (19.12) к виду:

$$\rho_{см} = \rho + \varphi (\rho_n - \rho). \quad (19.12)'$$

Уравнение (19.13) с учетом (19.12)' целесообразно представить в виде:

$$p_{заб} = \rho g L - \rho g H + \rho g H + \varphi(\rho_n - \rho) g H + p_{кн}. \quad (19.13)'$$

Преобразуем аналогично и уравнение (19.14):

$$\begin{aligned} p_n &= [\rho + \varphi(\rho_n - \rho) g H - \rho g H + p_{ном} = \\ &= \rho g H + \varphi(\rho_n - \rho) g H - \rho g H + p_{кн} = \\ &= \varphi(\rho_n - \rho) g H + p_{ном}. \end{aligned} \quad (19.14)'$$

Подставим в (19.13)' и (19.14)' выражения для  $\varphi$  и  $H$  из (19.10) и (19.11):

$$p_{заб} = \rho g L + \frac{V_m f_d}{Q - Q_0} (\rho_n - \rho) g \frac{Q - Q_0}{f_{км}} t + p_{кн}, \quad (19.15)$$

$$p_n = \frac{V_m f_d}{Q - Q_0} (\rho_n - \rho) g H + p_{ном}. \quad (19.16)$$

Формулы (19.15) и (19.16) описывают изменение  $p_{заб}$  и  $p_n$  соответственно в начале долбления, пока "шламовый" поток не дошел до устья ( $H < L$ ).

При  $H = L$ , когда "грязный" раствор достигнет устья скважины, формулы (19.15) и (19.16) примут вид:

$$p_{заб} = \rho g L + \frac{V_m f_d}{Q - Q_0} (\rho_n - \rho) g L + p_{кн}, \quad (19.17)$$

$$p_n = \frac{V_m f_d}{Q - Q_0} (\rho_n - \rho) g L + p_{ном}. \quad (19.18)$$

Как видим,  $p_{заб}$  и  $p_n$  являются функцией  $Q$ ,  $v_m$  и потерь давления  $p_{кн}$  и  $p_{ном}$ .

### 19.3. Оптимизация промывки скважины с учетом фактора "утяжеления" раствора выбуренной породой

Предположим, что в заколонном пространстве движется ВПЖ и режим движения при любом значении  $Q$  структурный. Тогда формула (19.18) примет вид:

$$p_{заб} = \rho g L + \frac{V_m f_d}{Q - Q_0} (\rho_n - \rho) g L + B_{кн} Q + p_{окн}. \quad (19.19)$$

При турбулентном режиме:

$$p_{заб} = \rho g L + \frac{V_m f_d}{Q - Q_0} (\rho_n - \rho) g L + A_{кн} \rho Q^2. \quad (19.20)$$

Получается, что  $p_{заб}$  является сложной функцией  $Q$ .

Легко доказать, что функции (19.19) и (19.20) имеют минимум.

В самом деле, при малой величине разности  $Q - Q_0$  будет очень высока концентрация шлама в растворе, плотность  $\rho_{см}$  приблизится к плотности по-

роды  $\rho_n$ , и величина  $p_{заб}$  будет определяться, в основном,  $\rho_{см}gL$  (второй член уравнения). При очень больших расходах  $Q$  концентрация  $\varphi$  будет мала, плотность смеси  $\rho_{см}$  будет практически равна  $\rho$ , но при этом резко возрастут потери  $p_{кн}$ . В результате и в первом и во втором случаях  $p_{заб}$  будет велико. Следовательно, имеется оптимальный расход  $Q_{опт}$ , при котором  $p_{заб}$  примет минимальное значение, при котором станет минимальным и дифференциальное давление на забое (и не только на забое). Разумеется, такой вариант промывки будет самым предпочтительным.

Сказанное в равной степени справедливо и для  $p_n$ . Расчеты убедительно доказывают, что и  $p_{заб}$  и  $p_n$  имеют минимумы, не совпадающие в общем случае по величинам  $Q_{опт}$ .

С технологической точки зрения оптимизация по критерию  $p_{заб}$  имеет важнейшее значение, чего нельзя сказать о  $p_n$ . Ввиду сложной зависимости между  $Q$  и  $p_{кн}$  поиск  $Q_{опт}$  целесообразно поручить ЭВМ.

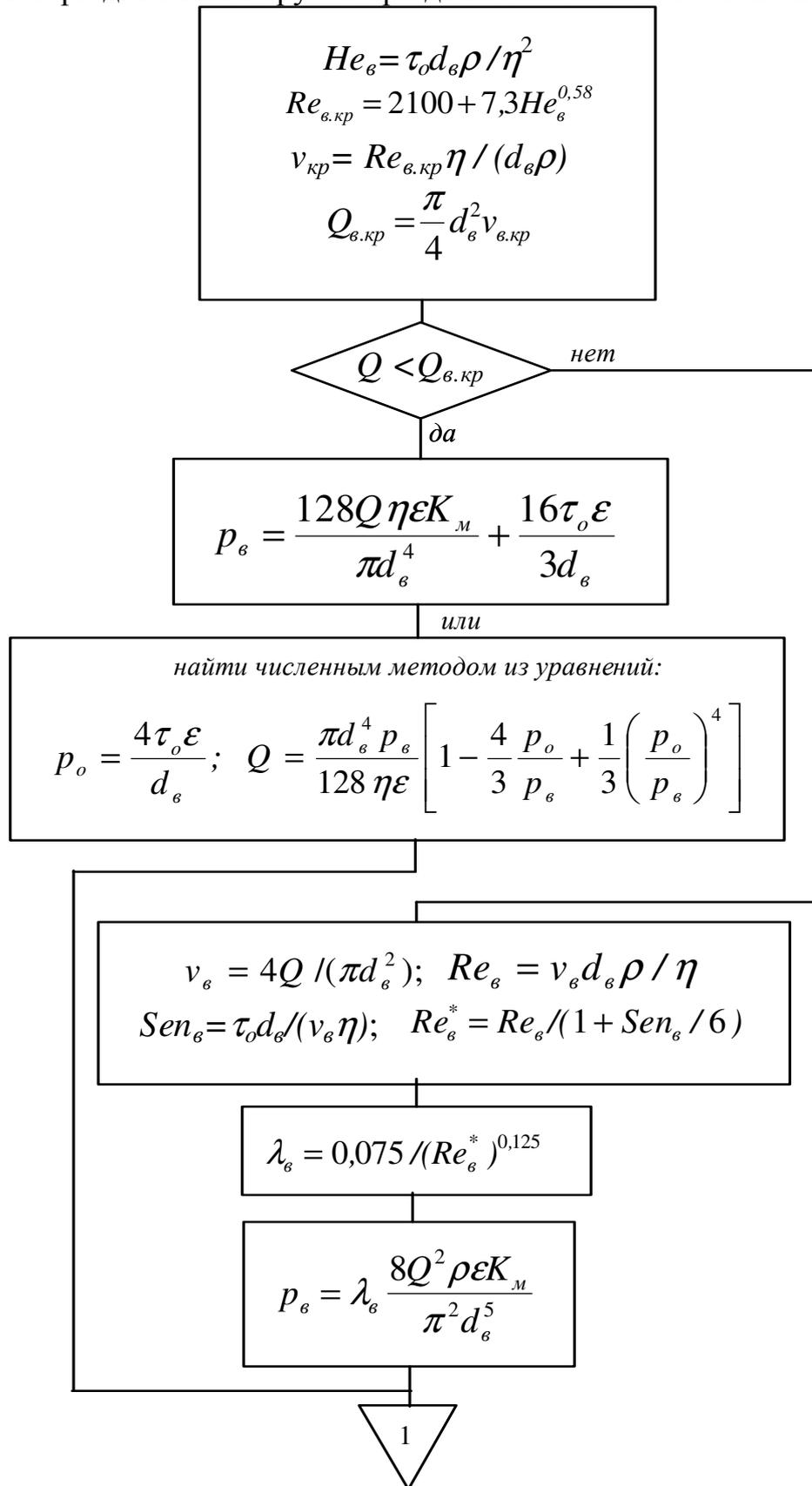
Расчеты показывают, что существенное влияние выбуренной породы на  $p_{заб}$  начинается при  $v_m > 10 \dots 15$  м/час.

### Библиографический список

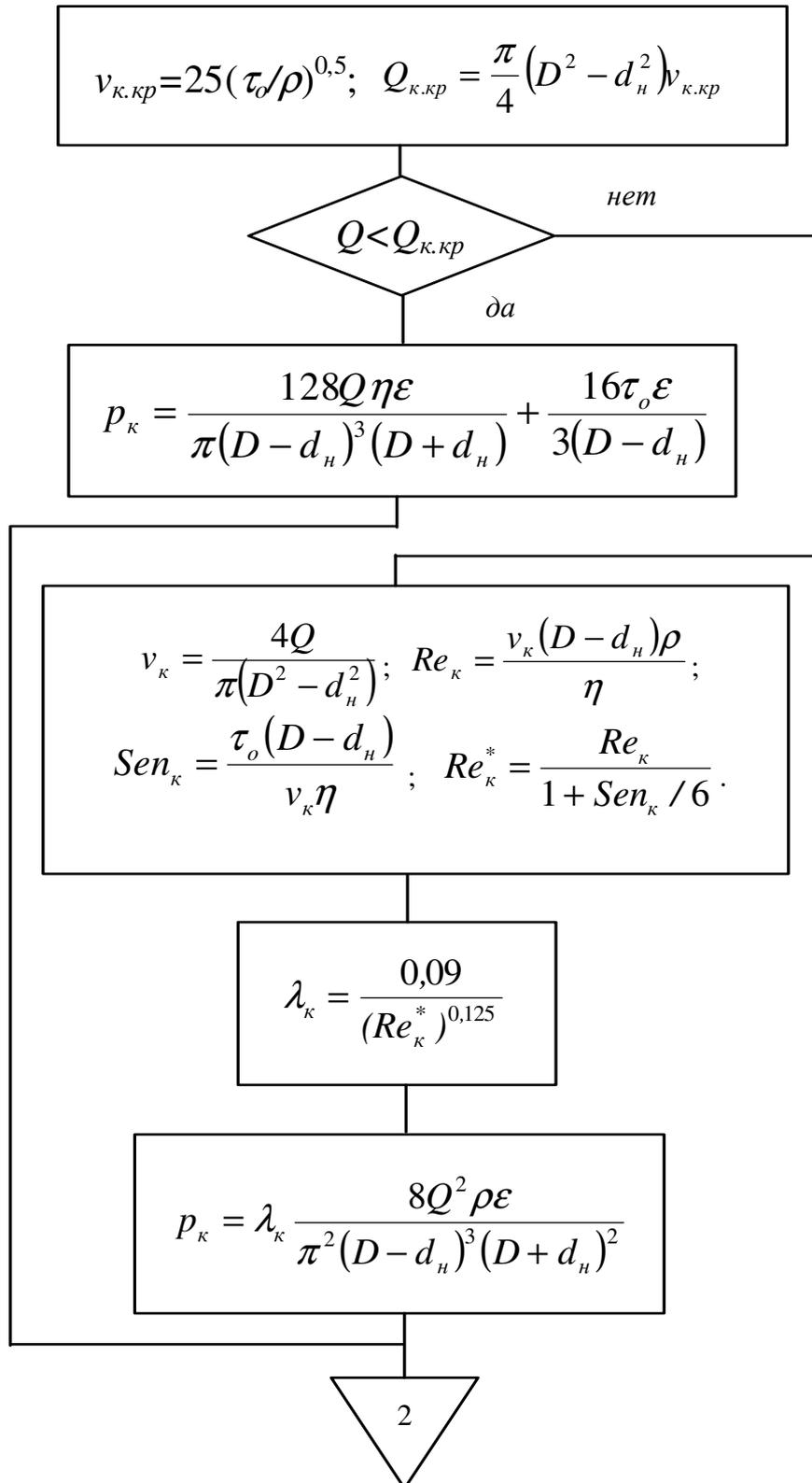
1. Осипов П.Ф., Скрябин Г.Ф. Оптимизация режимов бурения гидромониторными шарошечными долотами. – Ярославль: Медиум-пресс, 2001. – 239 с.
2. Маковей Н. Гидравлика бурения. – М.: Недра, 1986. – 536 с.
3. Гетлин К. Бурение и заканчивание скважин. – М.: Гостоптехиздат, 1963.
4. Осипов П.Ф., Самусенко И.М. Применение ЭВМ для выполнения гидравлических расчетов процессов промывки и спуска труб в скважину // Тр. Гипрвостокнефти. – Вып. 32. – Куйбышев: Гипрвостокнефть. – С. 31-36.
5. Осипов П.Ф. Методика расчета критических скоростей спуска колонны труб в скважину при samozapолнении их буровым раствором // Тр. Гипрвостокнефти. – Куйбышев: Гипрвостокнефть, 1980.

**ПРИЛОЖЕНИЕ**  
**Алгоритмы расчета потерь и перепадов давления**  
**в циркуляционной системе скважины**

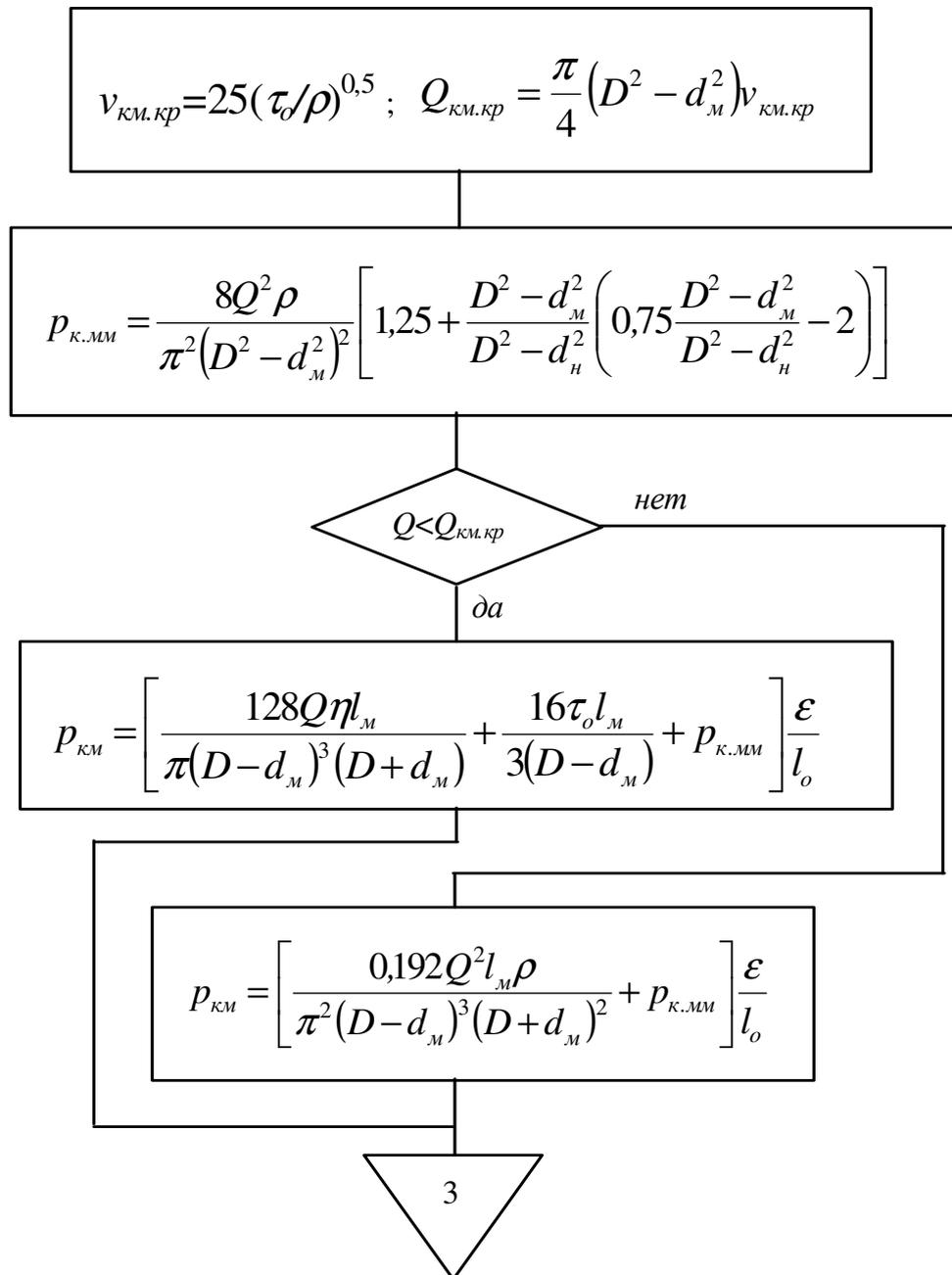
Лист 1. Потери давления в трубах при движении вязкопластичной жидкости



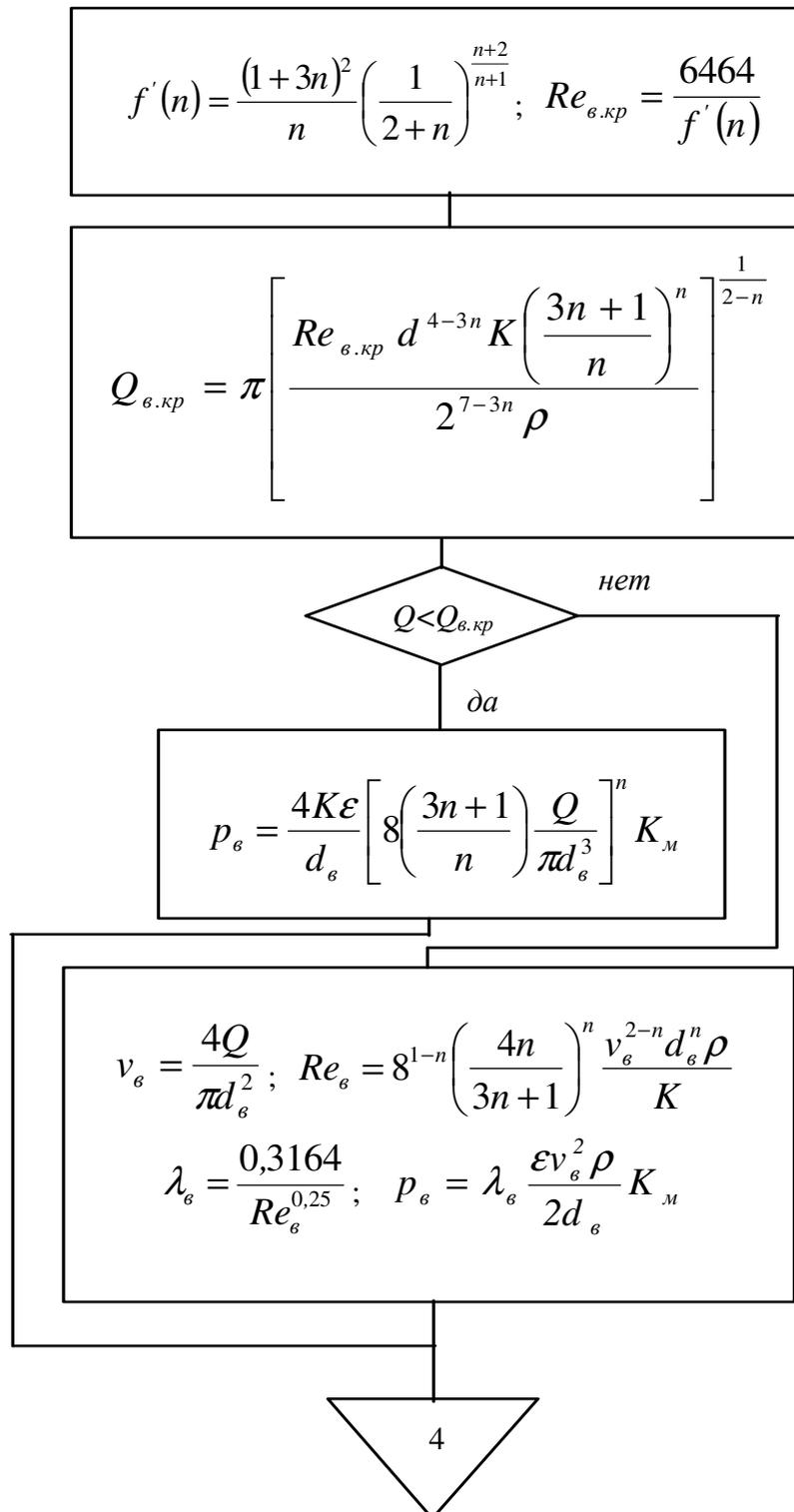
**Лист 2.** Потери давления в заколонном пространстве при движении вязкопластичной жидкости (ВПЖ)



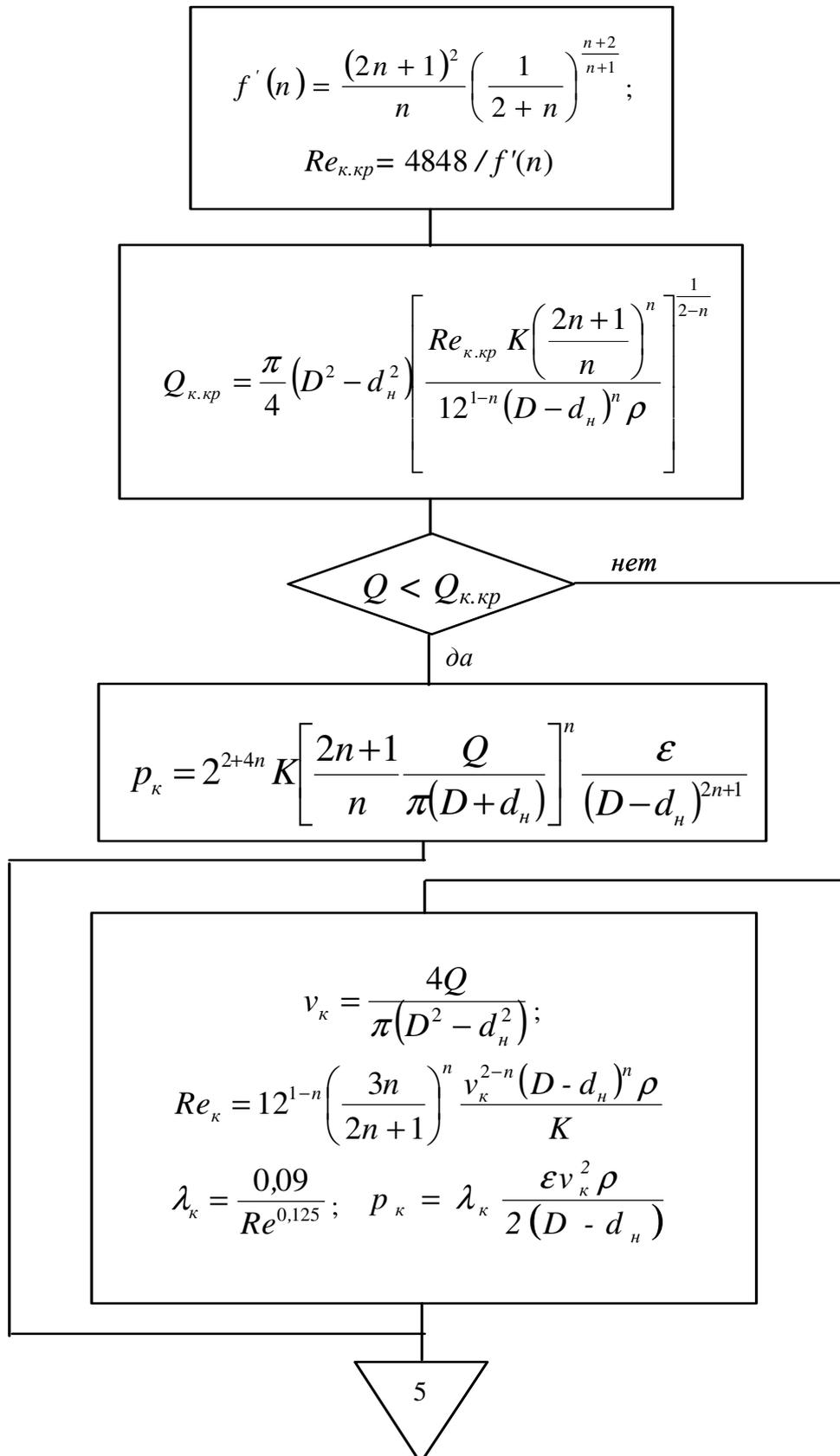
Лист 3. Потери давления в заколонном пространстве за замками (муфтами) при движении вязкопластичной жидкости (ВПЖ)



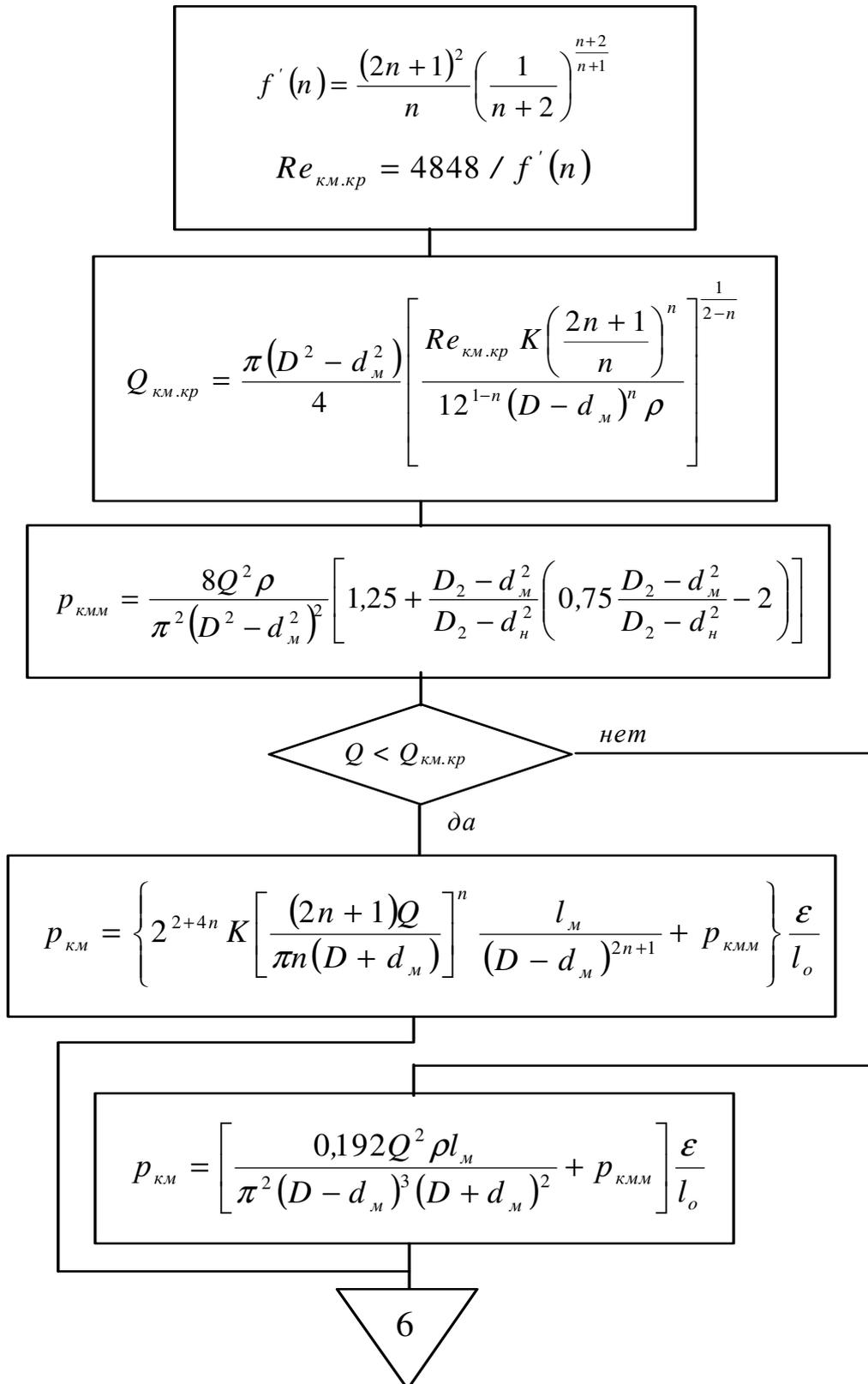
**Лист 4.** Потери давления в трубах при движении псевдопластичной (степенной) жидкости (ППЖ)



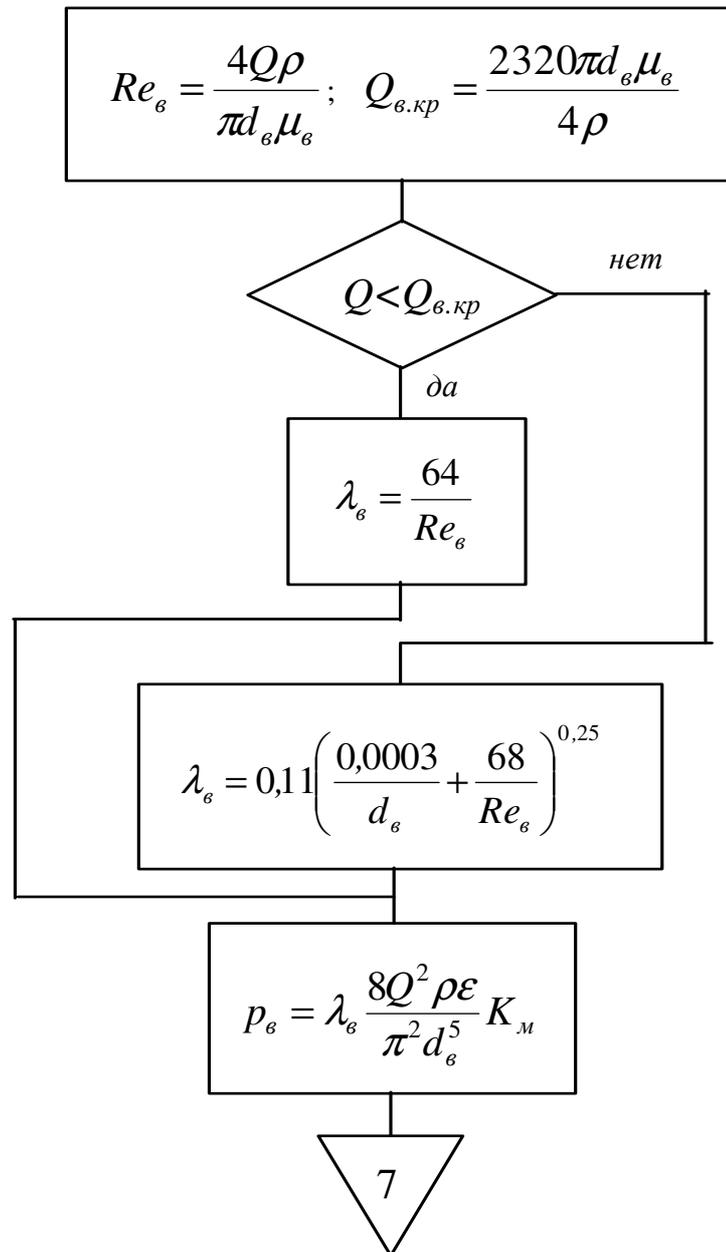
**Лист 5.** Потери давления в заколонном пространстве при движении псевдопластичной (степенной) жидкости



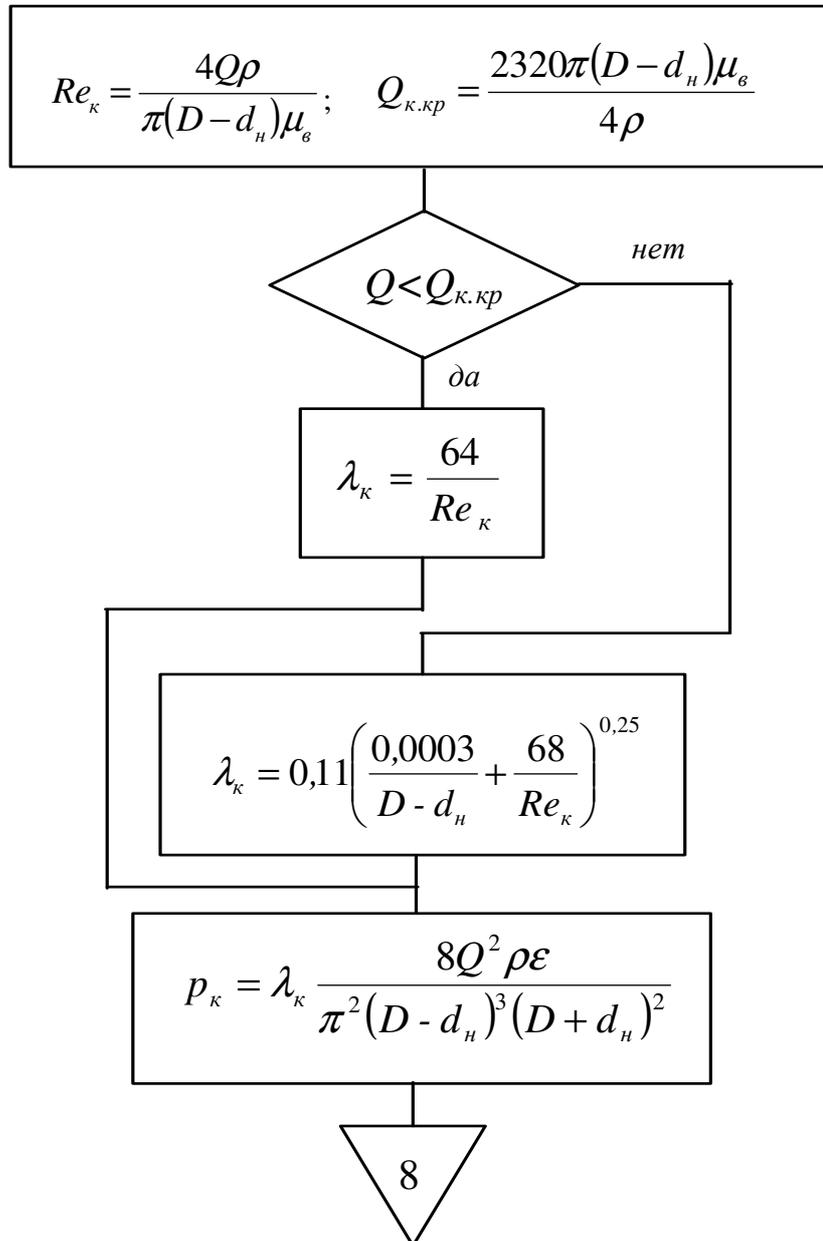
**Лист 6.** Потери давления в заколонном пространстве за замками (муфтами) при движении псевдопластичной (степенной) жидкости



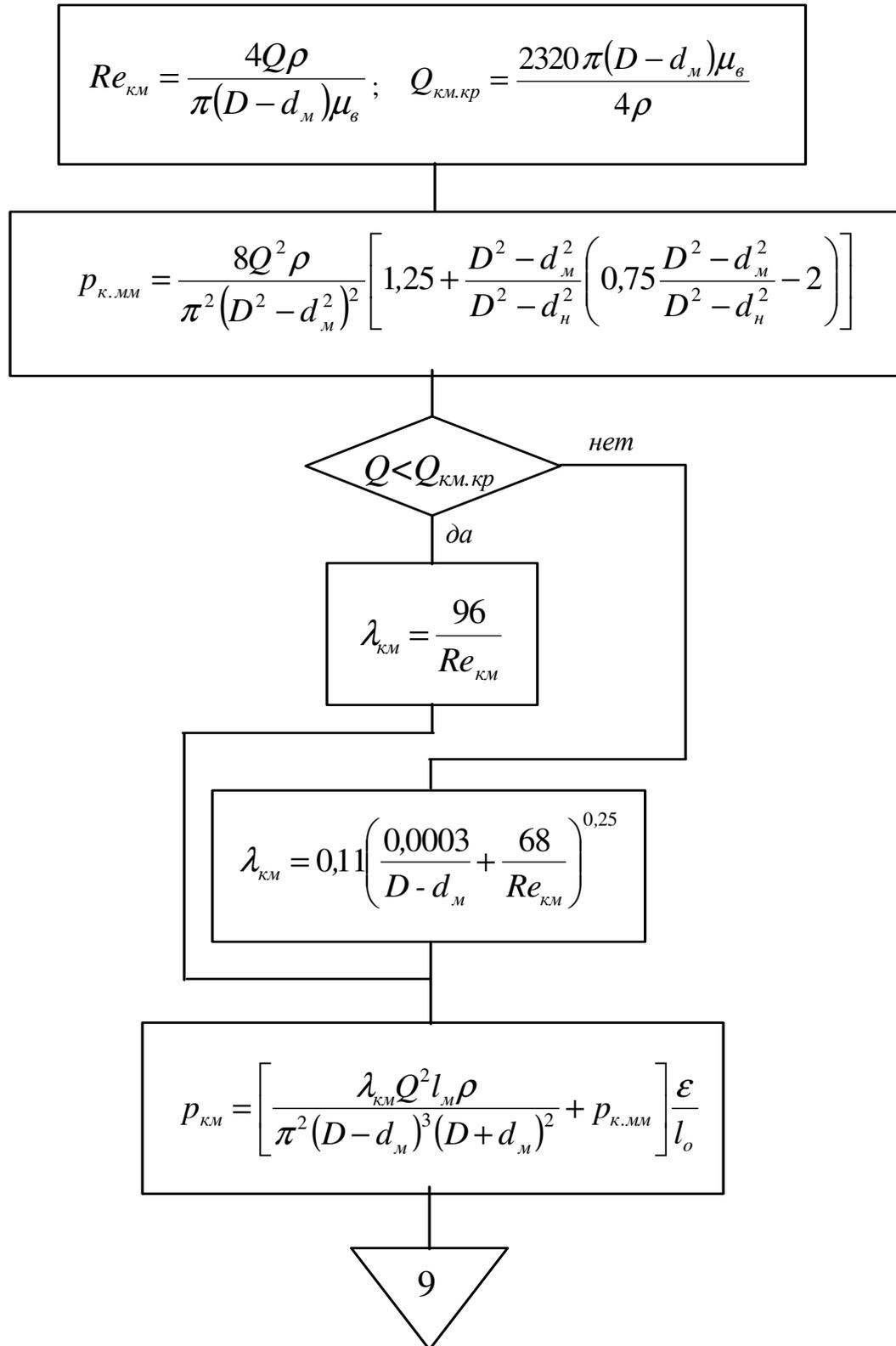
Лист 7. Потери давления в трубах при движении вязкой жидкости (ВЖ)



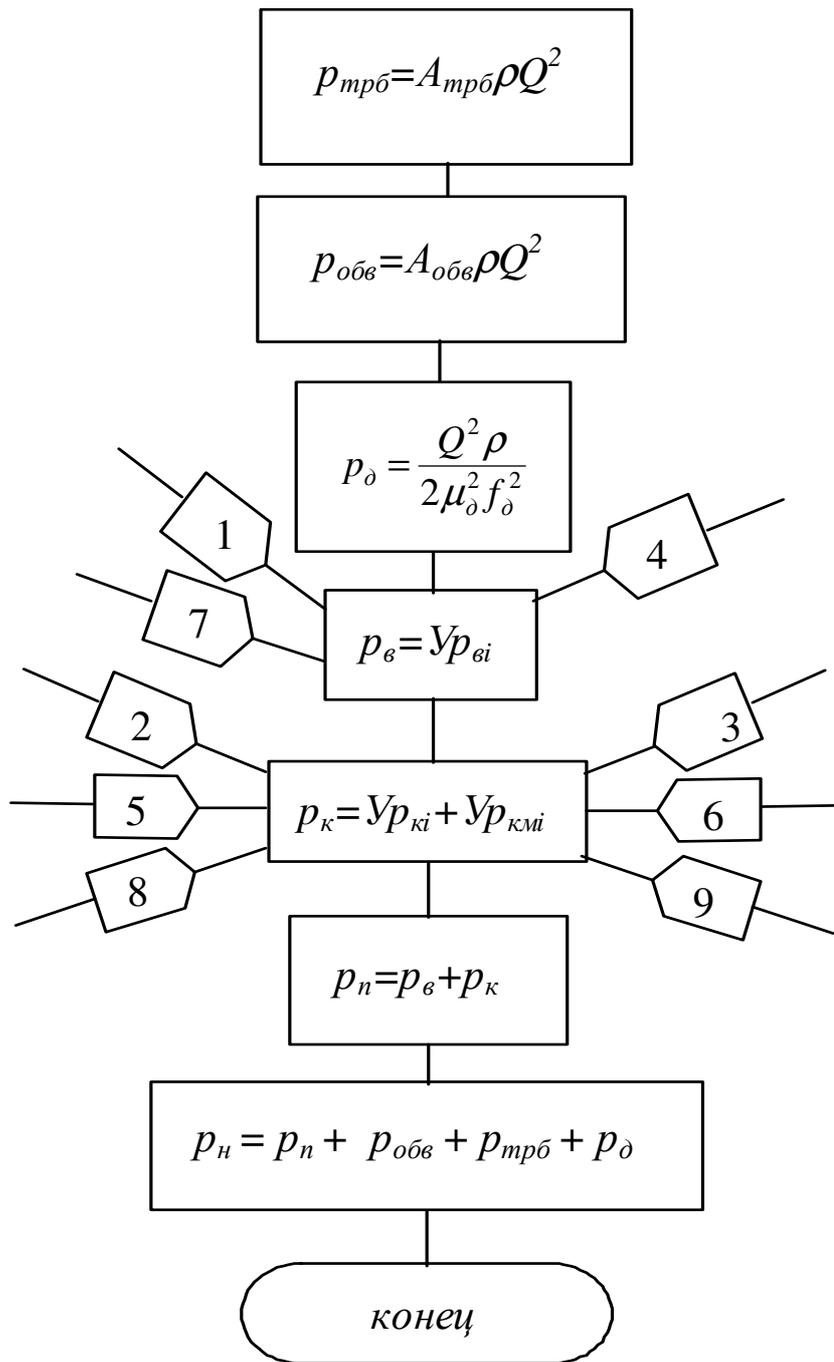
**Лист 8.** Потери давления в заколонном пространстве при движении вязкой жидкости (ВЖ)



Лист 9. Потери давления в заколонном пространстве за замками (муфтами) при движении вязкой жидкости (ВЖ)



Лист 10. Давление на насосах



Учебное издание

Осипов Петр Федотович

# **Гидроаэродинамика бурения и крепления скважин**

Учебное пособие

Компьютерная верстка П.Ф. Осипов  
Редактор В.П. Кипрова  
Технические редакторы Л.П. Коровкина, Д.Б.Коровкин  
Корректор Т.И. Косолапова

План 2003 г., позиция 19. Подписано в печать 17.11.03.  
Компьютерный набор. Гарнитура Times New Roman.  
Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная. Печать трафаретная.  
Усл. печ. л. 11,9. Уч.- изд. л. 11,3. Тираж 120 экз. Заказ №174.

Ухтинский государственный технический университет.  
169300, г. Ухта, ул. Первомайская, 13.  
Издательско-полиграфическое управление УГТУ.  
Лицензия серия ЛР №202827 от 29 сентября 1998 г.  
Лицензия ПД №00578 от 25 мая 2000 г.  
169300, г. Ухта, ул. Октябрьская, 13.