

Глава 5

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СКВАЖИН ШТАНГОВЫМИ НАСОСАМИ

Наиболее распространен в мировой практике штанговый насосный способ добычи нефти, который охватывает более 2/3 общего действующего фонда.

В России станки-качалки выпускаются по ГОСТ 5866–76, устьевые сальники – по ТУ 26-16-6–76, НКТ – по ГОСТ 633–80, штанги – по ГОСТ 13877–80, скважинный насос и замковые опоры – по ГОСТ 26-16-06–86.

Скважинная штанговая насосная установка (УСШН) (рис. 5.1) состоит из станка-качалки 1, оборудования устья 2, колонны НКТ 3, подвешенных на планшайбе, колонны насосных штанг 4, штангового насоса вставного 6 или невставного 7 типа. Вставной насос 6 крепится в трубах НКТ с помощью замковой опоры 5. Скважинный насос спускается под уровень жидкости.

Возвратно-поступательное движение плунжера насоса, подвешенного на штангах, обеспечивает подъем жидкости из скважины на поверхность. При наличии парафина в продукции скважины на штангах устанавливают скребки, очищающие внутренние стенки НКТ. Для борьбы с газом и песком на приеме насоса могут устанавливаться газовые или песочные якоря.

5.1. Приводы штанговых насосов

ГОСТ 5866–76 предусматривает изготовление станков-качалок 13 типоразмеров. Основные параметры и их размеры приведены в табл. 5.1–5.4.

Каждый тип станка-качалки характеризуется максимальными допускаемыми нагрузками на устьевой шток, длиной хода устьевого штока и крутящим моментом на кривошипном валу редуктора, числом двойных ходов балансира в минуту.

За рубежом станки-качалки обычной конструкции произво-

The diagram illustrates a well system with a pumpjack on the surface and two vertical sections showing internal components. The pumpjack is labeled with '1' for the walking beam and '2' for the wellhead. The wellhead is connected to a brick building. The two vertical sections show the internal components of the well, including the pumpjack mechanism (3), the wellbore (4), the pump (5), the tubing (6), and the casing (7). The wellbore is shown with a dashed line indicating the centerline. The casing is shown with a solid line. The pumpjack mechanism is shown with a walking beam and a pump. The tubing is shown with a pump at the bottom. The casing is shown with a pump at the bottom.

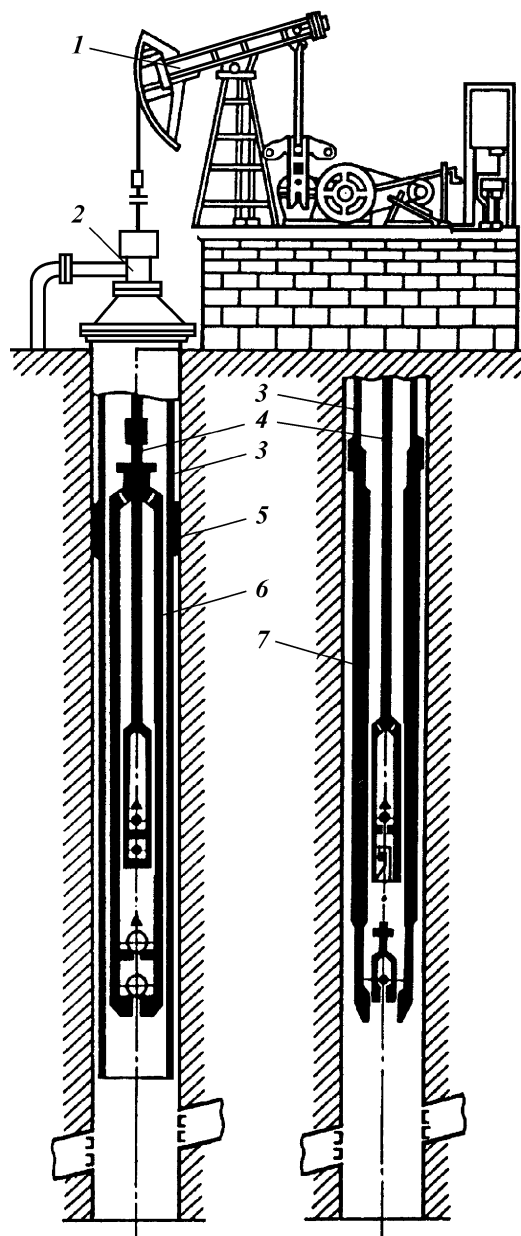


Таблица 5.1

Показатель	СКЗ-1,2-630	СК5-3-2500	СК6-2,1-2500	СК12-2,5-4000	СК8-3,5-4000	СК8-3,5-5600	СК10-3-5600
Номинальная нагрузка (на устьевом штоке), кН	30	50	60	120	80	80	100
Номинальная длина хода устьевого штока, м	1,2	3	2,1	2,5	3,5	3,5	3
Номинальный крутящий момент (на выходном валу редуктора), кН·м	6,3	25	25	40	40	56	56
Число ходов балансира в минуту	5-15		5-12				
Редуктор	Ц2НШ-315	Ц2НШ-450		Ц2НШ-750Б		Ц2НШ-560	
Габариты, мм, не более:							
длина	4125	7380	6480	7450	8450	8450	7950
ширина	1350	1840	1840	2246	2246	2246	2246
высота	3245	5195	4960	5730	6210	6210	5835
Масса, кг	3787	9500	8600	14145	14200	14245	14120

Таблица 5.2

Показатель	СКД3-1,5-710	СКД4-2,1-1400	СКД6-2,5-2800	СКД8-3-4000	СКД10-3,5-5600	СКД12-3,0-5600
Номинальная нагрузка (на устьевом штоке), кН	30	40	60	80	100	120
Номинальная длина хода устьевого штока, м	1,5	2,1	2,5	3,0	3,5	3,0
Номинальный крутящий момент (на выходном валу редуктора), кН·м	7,1	14	28	40	56	56
Число ходов балансира в минуту	5-15		5-14		5-12	
Редуктор	Ц2НШ-315		Ц2НШ-450	Ц2НШ-700Б	Ц2НШ-560	
Габариты, мм, не более:						
длина	4050	5100	6085	6900	7280	6900
ширина	1360	1700	1880	2250	2250	2250
высота	2785	3650	4230	4910	5218	4910
Масса, кг	3270	6230	7620	11600	12170	12065

Таблица 5.3

Редуктор	Номинальный крутящий момент (на выходном валу), кН·м	Межосевое расстояние, мм			Передаточное число	Габариты, мм			Масса, кг
		суммарное	быстроходной ступени	тихоходной ступени		длина	ширина	высота	
Ц2НШ-315	7,1	515	200	315	39,868	1010	1140	685	680
Ц2НШ-355	14	580	225	355	40,35	1130	1400	760	1090
Ц2НШ-450	28	730	280	450	39,924	1475	1554	984	2090
Ц2НШ-750Б	40	750	300	450	37,18	1483	1930	960	2735
Ц2НШ-560	56	915	355	560	40,315	1775	1930	1125	3200

Таблица 5.4

Техническая характеристика станков-качалок

Станок-качалка	Наибольшая допустимая нагрузка на устьевой шток, кН	Номинальная длина хода устьевого штока, м	Наибольший допустимый крутящий момент на ведомом валу редуктора, кН·м	Габариты (при горизонтальном положении балансира), мм			Масса комплекта, кг
				длина	ширина без ограждения	высота	
СК2-0,6-250	20	0,3; 0,45; 0,6	2,5	3150	1150	2000	1600
СК3-1,2-630	30	0,6; 0,75; 0,9; 1,05; 1,2	6,3	4200	1350	3300	3850
СК4-2,1-1600	40	0,9; 1,2; 1,5; 1,8; 2,1	16	5900	1700	4800	7200
СК5-3-2500	50	1,3; 1,8; 2,1; 2,5; 3,0	25	7400	1850	5550	9900
СК6-2,1-2500	60	0,9; 1,2; 1,5; 1,8; 2,1	25	6550	1850	5100	9600
СК8-3,5-4000	80	1,8; 2,1; 2,5; 3,0; 3,5	40	8500	2250	6650	15100
СК12-2,5-4000	120	1,2; 1,5; 1,8; 2,1; 2,5	40	7500	2250	6400	14800
СК8-3,5-5600	80	1,8; 2,1; 2,5; 3,0; 3,5	56	8500	2250	6650	15600
СК10-3-5600	100	1,5; 1,8; 2,1; 2,5; 3,0	56	8000	2250	6550	15450
СК10-4,5-8000	100	2,3; 2,7; 3,3; 3,9; 4,5	80	10550	2600	9000	24900
СК12-3,5-8000	120	1,8; 2,1; 2,5; 3,0; 3,5	80	9550	2600	8500	24800
СК15-6,0-12500	150	3,0; 3,5; 4,5; 5,2; 6,0	125	13200	3100	11500	34800
СК20-4,5-12500	200	2,3; 2,7; 3,3; 3,9; 4,5	125	11700	3100	10700	34500

дятся по спецификации 11Е стандарта АНИ. Диапазон показателей: грузоподъемность 2–20 т; длина хода 0,5–6,0 м; крутящий момент до 12000 кг·м. В России наиболее известны фирмы “Lufkin” (США), “Indystrial SA” (Румыния).

Станок-качалка (рис. 5.2) состоит: из рамы 13 с подставкой под редуктор и поворотной плитой 12; стойки 3; балансира 2 с головкой и опорой траверсы 15; двух шатунов 4; двух кривошипов 5 с противовесами 14 (при комбинированном или кривошипном уравнивании); редуктора 6; тормозов 16; клиноременной передачи 7, 8; электродвигателя 9; подвески устьевого штока 1 с канатом; ограждения 11 кривошипно-шатунного механизма. Рама из профильного проката изготовлена в виде двух полозьев, соединенных поперечными связями. Стойка – из профильного проката четырехногая.

Балансир – из профильного проката двутаврового сечения; однобалочной или двубалочной конструкции. Головка балансира – поворотная или откидывающаяся вверх. Для ее фиксации в рабочем положении в шайбе головки предусмотрен паз, в который входит клин защелки.

Опора балансира – ось, оба конца которой установлены в сферических роликоподшипниках. К средней части от квадратного сечения приварена планка, через которую опора балансира соединяется с балансиром.

Траверса – прямая, из профильного проката. С ее помощью балансир соединяется с двумя параллельно работающими шатунами.

Опора траверсы шарнирно соединяет балансир с траверсой. Средняя часть оси установлена в сферическом роликоподшипнике, корпус которого болтами прикреплен к нижней полке балансира.

Шатун – стальная трубная заготовка, на одном конце которой вварена верхняя головка шатуна, а на другом – башмак. Палец верхней головки шатуна шарнирно соединен с траверсой. Палец кривошипа конусной поверхностью вставляется в отверстие кривошипа и затягивается с помощью гаек.

Кривошип – ведущее звено преобразующего механизма станка-качалки. В нем предусмотрены отверстия для изменения длины хода устьевого штока. На кривошипе установлены противовесы, которые могут перемещаться.

Редуктор типа Ц2НШ представляет собой совокупность двух пар цилиндрических шевронных зубчатых передач, выполненных с зацеплением Новикова. Изготовление редуктора должно отвечать требованиям ОСТ 26-02-1200–75 (см. табл. 5.3).

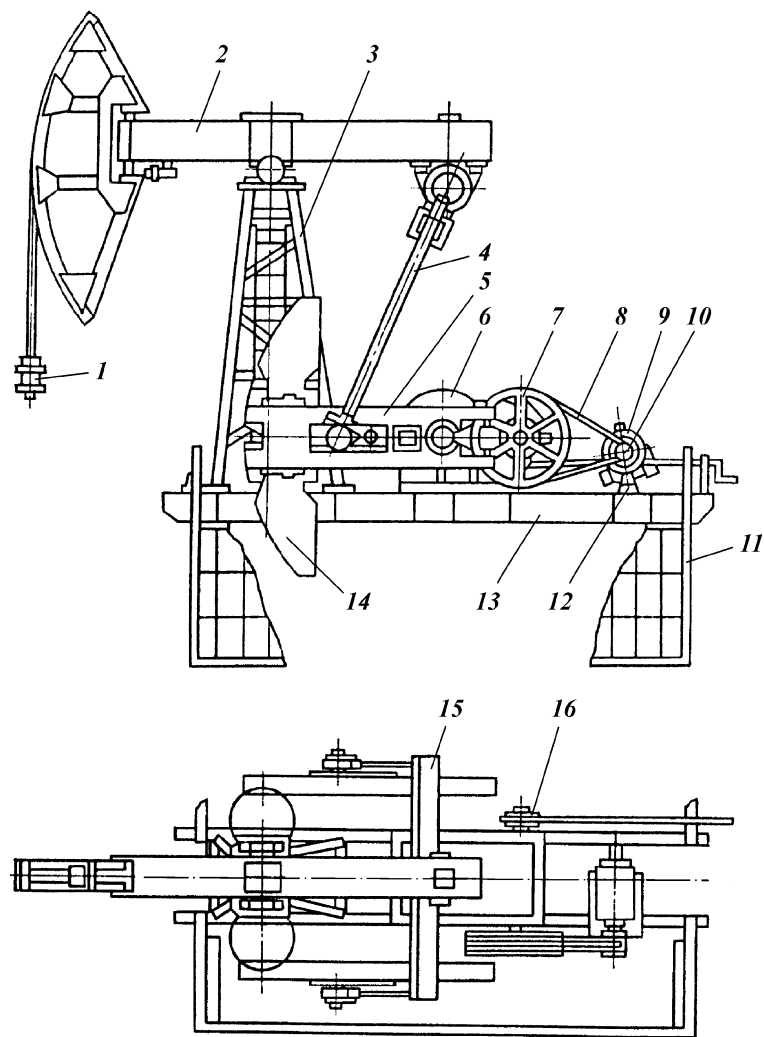


Рис. 5.2. Станок-качалка типа СК:

1 – подвеска устьевого штока; 2 – балансир с опорой; 3 – стойка; 4 – шатун; 5 – кривошип; 6 – редуктор; 7 – ведомый шкив; 8 – ремень; 9 – электродвигатель; 10 – ведущий шкив; 11 – ограждение; 12 – поворотная плита; 13 – рама; 14 – противовес; 15 – траверса; 16 – тормоз

Валы цилиндрических зубчатых передач лежат в плоскости разъема корпуса и крышки редуктора. Для равномерного распределения нагрузок на валы и подшипники принято симметричное расположение зубчатых колес и опор. Опоры ведущего и промежуточного валов выполнены на роликоподшипниках с короткими цилиндрическими роликами, а ведомого вала на роликоподшипниках двухрядных сферических. На конце ведущего вала насаживаются шкивы тормоза и клиноременной передачи, положение которых после определенного срока эксплуатации необходимо менять для увеличения общего срока службы ведомого колеса редуктора. Для этого на обоих концах ведомого вала имеются по два шпоночных паза.

Смазка зубчатых колес и подшипников валов осуществляется из ванны корпуса редуктора.

Тормоз – двухколодочный. Правая и левая колодки прикреплены к редуктору. С помощью стяжного устройства колодки зажимают тормозной шкив, насаженный на ведущий вал редуктора. Рукоятка тормоза, насаженная на стяжной винт, вынесена в конец рамы, за электродвигатель.

Салазки поворотные под электродвигатель обеспечивают быструю смену и натяжение клиновых ремней. Выполнены они в виде рамы, которая шарнирно укреплена на заднем конце рамы станка-качалки.

К поворотной плите поперечно прикреплены болтами двое салазок, на которые устанавливается электродвигатель. Рама с салазками поворачивается вращением ходового винта.

Привод станка-качалки осуществляется от электродвигателя со скоростью вращения вала 750, 1000 и 1500 мин⁻¹. Электродвигатель – трехфазный короткозамкнутый, асинхронный с повышенным пусковым моментом во влагоморозостойком исполнении. На валу электродвигателя установлена конусная втулка, на которую насажен ведущий шкив клиноременной передачи.

Подвеска устьевого штока типа ПСШ грузоподъемностью 3, 5, 10 т состоит из верхней и нижней траверс, двух зажимов каната и зажима устьевого штока. Для установки в подвеске гидравлического динамографа в нее вставляют два винта, с помощью которых раздвигаются траверсы подвески.

Штоки сальниковые устьевые ШСУ предназначены для соединения колонны насосных штанг с канатной подвеской станка-качалки.

Для герметизации устья насосных скважин и подвески насосно-компрессорных труб предусмотрено оборудование устья насосных скважин. Наиболее распространенным оборудованием устья скважин на промыслах является устьевой сальник.

При однотрубной системе сбора и транспорта нефти и газа используется устьевое оборудование насосных скважин на давление до 4 МПа, имеющее шифры СУС1-73-31 и СУС2-73-31, соответственно обозначающие сальники устьевые с самоустанавливающейся головкой с одинарным и двойным уплотнением для НКТ диаметром 73 мм (табл. 5.5).

Характерной особенностью устьевых сальников СУС является шарнирное соединение между головкой сальника и его тройником для поворота головки в пределах конусного угла (3°) и самоустанавливания по сальниковому штоку. Этим обеспечивается более полная загрузка уплотняющих элементов и повышается срок их службы.

Устьевой сальник СУС1 (рис. 5.3) состоит из шаровой головки, с помещенными в ней нижней и верхней втулками, направляющими втулками из прессованной древесины и уплотнительной набивки. На верхнюю часть шаровой головки навинчивается крышка с двумя скобами, с помощью которых подтягивают уплотнительную набивку.

Для герметизации узла шаровой головки 9 предусмотрено уплотнительное кольцо 5. Наличие в нижней части шаровой головки двух стопоров 4 не позволяет проворачиваться шаровой головке вокруг своей оси при затяжке крышки головки 12. Крышка шаровой головки 12 крепится к тройнику двумя откидными болтами 14.

Тройник снабжен быстроразборным соединением для подсоединения к выкидной линии.

Устьевой сальник СУС2А в отличие от СУС1 имеет двойные уплотнения и три ряда направляющих втулок. Устьевой сальник с двойным уплотнением позволяет менять изношенные верхние уплотнительные элементы без разрядки скважины за счет нижнего уплотнения – буферной манжеты. Изношенные

Таблица 5.5

Техническая характеристика устьевых сальников

Показатель	СУС1-73-31	СУС2-73-31
Рабочее давление, МПа:		
при подвижном устьевом штоке	4,0	4,0
при неподвижном устьевом штоке и затянутой сальниковой набивке	7,0	14,0
Диаметр присоединительной резьбы, мм	73	73
Диаметр сальникового устьевого штока, мм	31	31
Габариты, мм:		
длина	350	350
ширина	182	182
высота	407	528
Масса, кг	21	24

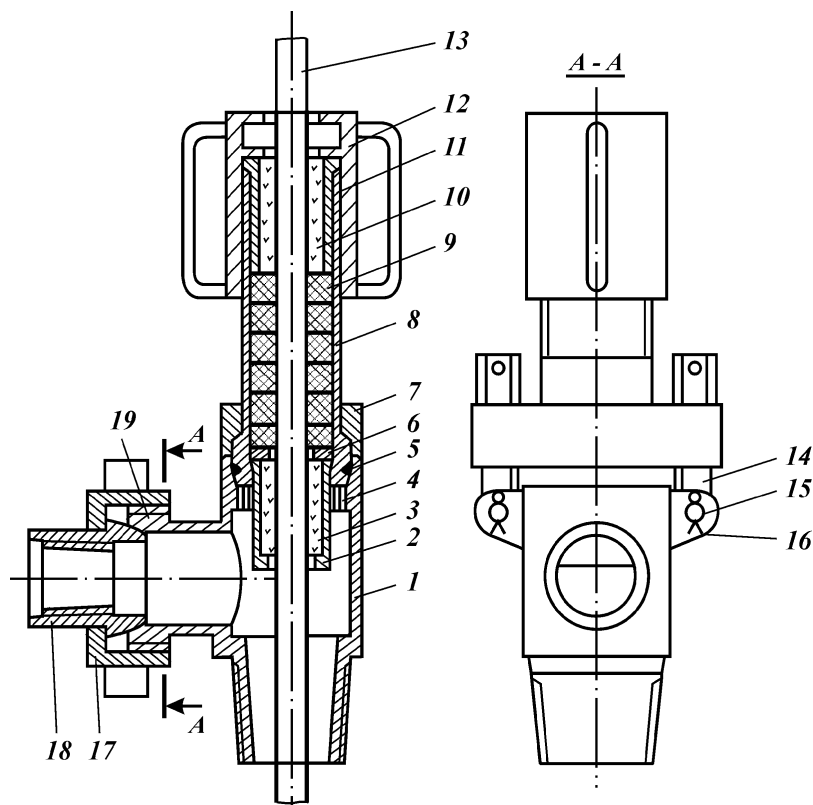


Рис. 5.3. Сальник устьевой СУС1-73-31:

1 – тройник; 2 – втулка нижняя; 3 – вкладыш; 4 – стопор; 5 – кольцо уплотнительное; 6 – манжетодержатель; 7 – крышка шаровая; 8 – уплотнительная набивка; 9 – головка шаровая; 10 – вкладыш; 11 – грундбукса; 12 – крышка головки; 13 – шток; 14 – болт откидной; 15 – палец; 16 – шплинт; 17 – гайка накидная; 18 – ниппель; 19 – наконечник

направляющие втулки, как правило, меняют при текущем ремонте скважин.

При установке устьевых сальников на устье все резиновые кольца и уплотнительные набивки должны смазываться густой смазкой.

Разбирать шаровую крышку и отделять головку от тройника без необходимости не рекомендуется. При потере герметичности в шаровой опоре заменяют уплотнительные кольца в условиях мастерской.

Для оборудования устья скважин выпускаются: ОУ140-

146/168-65А – оборудованные устья насосных скважин, периодически фонтанирующих, с концентрической подвеской колонны НКТ относительно оси скважины; ОУ140-146/168-65Б – то же, для скважин с эксцентрической подвеской труб (рис. 5.4).

В состав оборудования ОУ входят устьевой сальник СУС2 с двойным уплотнением и пробковые краны КППС65-140. В качестве запорных устройств применяют пробковые краны от фонтанной арматуры с уплотнительной смазкой на 14 МПа. Подъемная колонна смещена относительно оси скважины. В трубной головке оборудования ОУ типа Б предусмотрен патрубок с задвижкой для установки лубриката и спуска исследовательских приборов в затрубное пространство. Для перепуска газа из затрубного пространства в выкидную линию в обвязке предусмотрен обратный клапан. Затвор обратного клапана (седло и шарик) использован от скважинного насоса.

Оборудование устья скважин, эксплуатируемых с помощью погружных электронасосов ОУЭН, может быть использовано и на периодически фонтанирующих скважинах (табл. 5.6). При этом допускаются подвеска колонны насосно-компрессорных труб, а также профилактические, ремонтные и исследовательские работы на скважине. Колонну насосно-компрессорных труб подвешивают на разъемном конусе, в котором предусмотрен проход и для кабеля. Трубы и кабель уплотняют резиновыми разрезными прокладками, поджимаемыми разъемным фланцем.

Балансирный привод станка-качалки имеет недостаток – точка подвеса штанг совершает сложное движение, что вызывает рост динамических нагрузок на штанговую колонну. С целью их уменьшения применяется безбалансирный станок-качалка, в котором шатун и балансир заменяются гибкой связью – стальным канатом.

Приводная часть безбалансирного станка-качалки (включая редуктор) аналогична балансирному. Конструкция кривошипа V-образной формы, с углом 30°. Над устьем скважины, на наклонной стойке расположен ролик, через который переброшена гибкая подвеска, соединенная с шатунами. Нижняя головка

Т а б л и ц а 5.6

Показатель	ОУ140-146/168-65А	ОУ140-146/168-65Б	ОУЭН140-65
Габариты, мм:			
длина	2100	2100	1950
ширина	430	430	430
высота	1180	1026	1290
Масса, кг	473	468	548

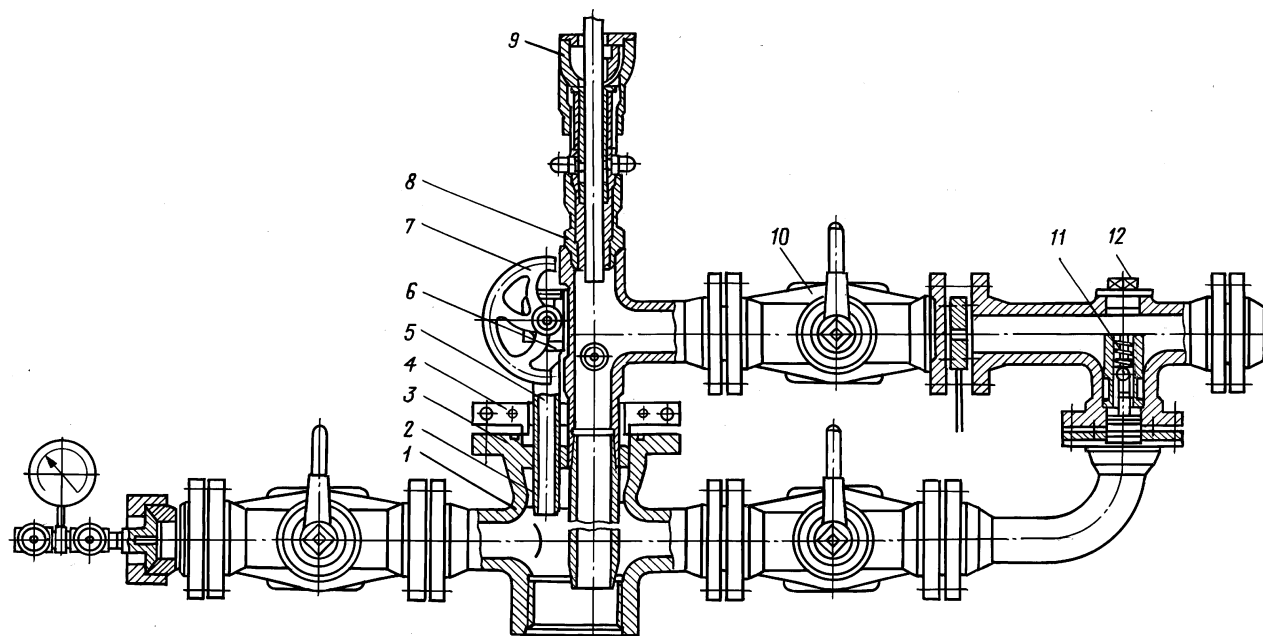


Рис. 5.4. Оборудование устья ОУ140-146/168-65Б:

1 – крестовик; 2 – конусная подвеска; 3 – резиновые уплотнения; 4 – разъёмный фланец; 5 – патрубок; 6 – тройник; 7 – задвижка; 8 – сальник устьевой СУС2; 9, 11 – обратный клапан; 10 – кран; 12 – пробка

шатуна соединена с кривошипом. Безбалансирные станки-качалки рассчитаны на нагрузку 30 и 60 кН, длину хода от 0,45 до 5 м и крутящий момент до 80 кН·м. Они имеют меньшие габариты и металлоемкости по сравнению с балансирным. Недостатком является малая надежность гибкой связи.

Гидро- и пневмопривод штанговых установок приводят в движение штанги через шток с поршнем, расположенным в цилиндре. Гидро- и пневмопривод позволяют получить более благоприятный закон движения точки подвеса штанг (ТПШ).

Вниз штанги движутся под действием сил тяжести.

Пневмопривод обычно используется малой мощности, т.е. для скважин с малой глубиной подвески и малой подачи. **Гидропривод (гидрокачалка)** более широко известен (рис. 5.5)

Приводной цилиндр 3 с поршнем крепится на фланце обсадной колонны скважины. С поршнем соединен полированный шток 2, проходящий через сальник 1. К штоку подвешена колонна штанг. Жидкость подается попеременно в рабочую полость цилиндра и уравновешивающий аккумулятор 5. Рабочая жидкость при ходе штанг вверх поступает на прием насоса системы гидропривода (А) над напором из аккумулятора, где поддерживается постоянное давление сжатым газом над уровнем жидкости в аккумуляторе. В конце хода вверх элементы управления 4 переключают систему на подачу рабочей

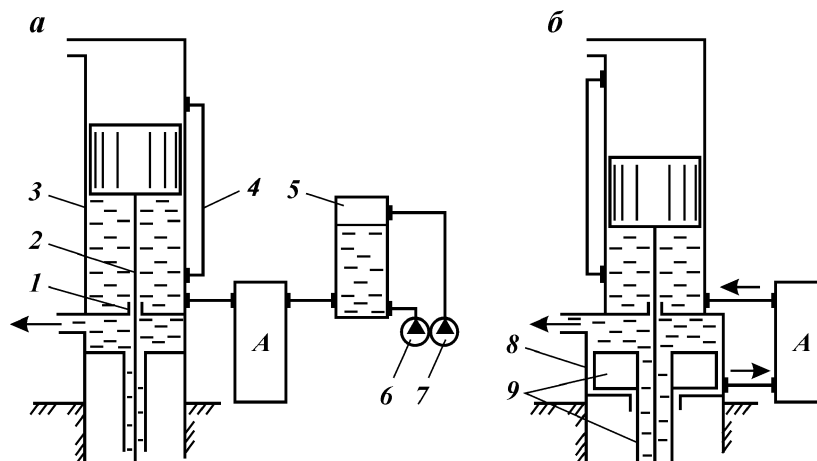


Рис. 5.5. Схема гидропривода штангового насоса фирмы "Викерс" (США) (а) и типа АГТ (б)

жидкости из рабочего цилиндра в аккумулятор. Под действием веса штанг жидкость поступает на прием силового насоса. Для поддержания давления жидкости и газа в аккумуляторе имеются компрессор 7 и насос 6. По схеме АГН уравнивание происходит за счет веса НКТ. Для этого используется уравнивающий цилиндр 8, в котором на поршень 9 подвешены НКТ. Установки с гидроприводом обеспечивают большие длины хода глубинного насоса, легкость регулирования режима работы и малую металлоемкость. Параметры установки АГН-Л: длина хода точки подвеса штанг 2,2 м; нагрузка до 60 кН; масса 1550 кг.

В последнее время гидрофицированный привод ЛП-114 предложен заводом “Мотовилиха” (г. Пермь). Такие приводы работают в Западной Сибири (г. Сургут). Уравнивание производится гидроаккумулятором. Параметры установки ЛП-114: длина хода точки подвеса штанг 2,5 м; нагрузка до 80 кН; масса 1980 кг. Схема ЛП-114 соответствует схеме (см. рис. 5.5, а).

Станки-качалки с одноплечным балансиrom

В связи с появлением на промыслах большого количества зарубежного оборудования можно встретить станки-качалки с одноплечным балансиrom типа МАРК фирмы “Lufkin” (США), а также отечественных производителей (привод ПШГНО 6–2,5, Уралтрансмаш, г. Екатеринбург) (рис. 5.6). Особенностью подобных приводов является использование кинематической схемы с одноплечным балансиrom. Подобное выполнение станков-качалок обусловлено рядом причин. Так, эти станки-качалки имеют более благоприятный закон движения точки подвеса штанг, позволяющий несколько уменьшить динамические нагрузки на штанговую колонну. Если сравнить два станка-качалки с одинаковыми длинами и соотношениями кинематических звеньев, один из которых обычный станок-качалка, а второй – с одноплечным балансиrom, то у последнего максимальные нагрузки в точке подвеса штанг будут несколько меньше (около 8–10 %, по данным [2]). Одноплечный станок-качалка имеет также более пологую кривую скорости точки подвеса штанг, позволяющую существенно (около 35 %) снизить амплитуду колебаний штанг, а следовательно, и их динамическое нагружение и тем самым увеличить срок работы штанговой колонны. Рассмотрим последний вывод более подробно.

Известно, что вследствие упругих деформаций штанг и труб, после начала движения точки подвеса штанг вверх, плун-

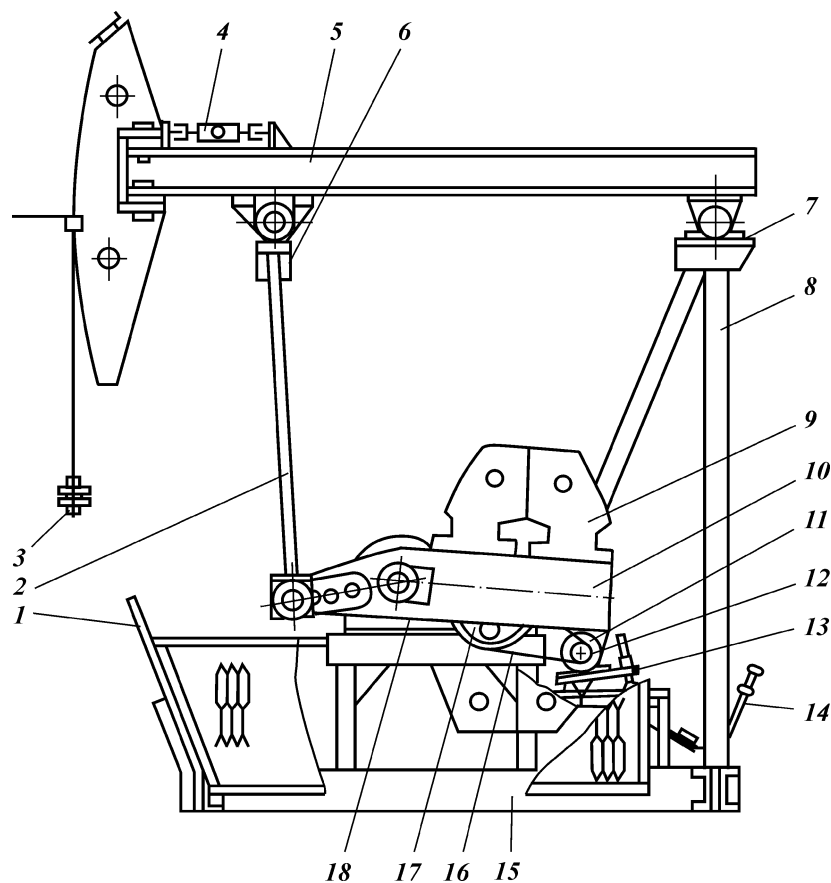


Рис. 5.6. Станок-качалка с одноплечным балансиrom:

1 – ограждение; 2 – шатун; 3 – подвеска устьевого штока; 4 – стяжка; 5 – балансиr с опорой; 6 – траверса; 7 – винт установочный; 8 – стойка; 9 – противовес; 10 – кривошип; 11 – электродвигатель; 12 – шкив ведущий; 13 – плитка поворотная; 14 – рычаг тормоза; 15 – рама; 16 – ремень; 17 – шкив ведомый; 18 – редуктор

жер остается неподвижным относительно цилиндра. После того как произойдет вытяжка штанг и сокращение труб, движение от ТПШ передается плунжеру, причем за это время ТПШ успевает набрать определенную скорость. В результате плунжер резко страгивается с места и нагружается столбом жидкости в трубах в виде импульса силы, т.е. возникают про-

дольные свободные колебания системы штанговая колонна – столб жидкости. У станков-качалок с одноплечным балансиrom в сравнении с обычными станками-качалками ТПШ в момент страгивания плунжера успевает набрать меньшую скорость, что, как уже указывалось, позволяет существенно снизить амплитуду колебаний штанг и уменьшить их динамическое нагружение.

Интересно отметить, что у подобных станков-качалок направление вращения кривошипа обратное, т.е. против часовой стрелки (устье слева), что также позволяет несколько уменьшить динамические нагрузки.

Другим достоинством подобных станков-качалок является их компактность, а следовательно, и меньший вес, в результате чего их применение более предпочтительно при больших нагрузках на полированный шток.

Однако они имеют и недостатки, препятствующие их широкому распространению. Это, прежде всего, их малая боковая устойчивость, т.е. большая высота при малой ширине. У подобных станков-качалок кривошипы с грузами находятся в опасной близости от устья скважины, что затрудняет их техническое обслуживание и ремонт. При балансировке подобных станков-качалок требуется большой вес кривошипных грузов, так как вес самого кривошипа приложен к балансиру со стороны скважины по отношению к стойке балансира.

Станки-качалки с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом

Наряду с аксиальными (обычными) кривошипно-шатунными механизмами (станки-качалки типа СК), у нас в стране выпускаются станки-качалки с дезаксиальной схемой (типа СКД). За рубежом (в особенности в США) практически все станки-качалки выпускаются с небольшим дезаксиалом.

Дезаксиал n определяется местом расположения кривошипного центра (точки 0) относительно прямой B_1B_2 (рис. 5.7), где B_1 и B_2 – крайнее верхнее и нижнее положения кривошипа. Если точка 0 расположена на прямой B_1B_2 , то механизм аксиальный (обычный), если справа от прямой B_1B_2 , то механизм с отрицательным дезаксиалом, если слева, то механизм с положительным дезаксиалом. Основное их отличие в том, что у аксиального станка-качалки время хода ТПШ вверх и вниз равно. Поэтому такие станки-качалки называют симметричными. Однако нагружение ТПШ за время хода вверх и вниз

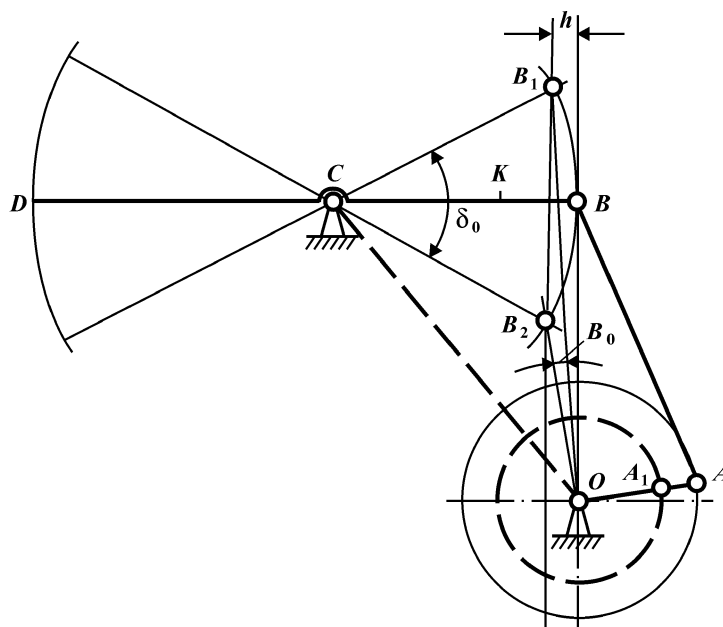


Рис. 5.7. Кинематическая схема преобразующего механизма дезаксиальных станков-качалок

разное, что обусловлено работой штангового насоса. При ходе вверх станок-качалка производит работу по поднятию штанговой колонны и столба жидкости, при ходе вниз штанговая колонна идет под собственным весом, а вес столба жидкости передается на трубы. Очевидно, что если средняя скорость движения ТПШ при ходе вверх будет меньше, чем при ходе вниз, то это позволит уменьшить ускорения, а следовательно, и динамические нагрузки, действующие на штанговую колонну при ходе вверх, т.е. в тот период, когда она наиболее нагружена.

Исходя из этих соображений станки-качалки выполняют с небольшим отрицательным дезаксиалом, у которых время хода вверх больше времени хода вниз. Слишком большой дезаксиал также нежелателен, так как при этом происходит увеличение утечек через плунжер при ходе вверх, появляется возможность зависания колонны штанг в трубах при ходе вниз за счет большей скорости спуска, особенно при ее работе в наклонно направленных скважинах и скважинах с отклонениями парафина или гидратов.

5.2. Насосно-компрессорные трубы

Насосно-компрессорные трубы по ГОСТ 633–80 могут выпускаться четырех конструкций:

- гладкие и муфты к ним;
- с высаженными наружу концами и муфты к ним (тип В);
- гладкие высокогерметичные и муфты к ним (тип НКМ);
- безмуфтовые высокогерметичные с высаженными наружу концами (тип НКБ).

ГОСТ 633–80 предусматривает изготовление труб по точности и качеству двух исполнений: А и Б. Трубы всех типов исполнения А выпускаются длиной 10 м, с возможными отклонениями $\pm 5\%$. Трубы исполнения Б изготавливают двух групп длин: группа 1 – от 5,5 до 8,5 м; группа 2 – от 8,5 до 10,0 м.

Трубы соединяют с помощью резьб конических с треугольным (НКТ) или трапецеидальным (НКМ, НКБ) профилем.

Колонна труб, свинченная из гладких труб, имеет прочность, не одинаковую по всей длине. Прочность резьбового соединения меньше прочности тела трубы. Такие трубы называют неравнопрочными. Равнопрочные трубы (с высадкой и НКБ) имеют прочность, одинаковую по всей длине.

При применении НКТ для обеспечения герметичности необходимо применять специальные смазки.

Трубы типов НКМ и НКБ относятся к высокогерметичным из-за выполнения специального уплотнительного пояса на ниппельной и муфтовой частях соединения.

Трубы типов НКМ и НКБ требуют специальной оснастки при проведении спускоподъемных работ, чтобы избежать износа уплотнительной поверхности ниппеля в момент укладки на мостки или, наоборот, в момент подачи трубы с мостков на устье. Целесообразнее работать с такими трубами с установкой их в вертикальное положение на мачте подъемного агрегата.

По механической прочности трубы разделяют по группам прочности. Предельная глубина спуска одноразмерной равнопрочной колонны труб (в вертикальных скважинах), исходя из расчета на растяжение от собственного веса, приведена в табл. 5.7. В табл. 5.8 приведены аналогичные данные для НКТ по стандарту Американского нефтяного института АНИ5СТ из наиболее известных групп прочности (при коэффициенте запаса прочности 1,3).

Для наклонных скважин указанные значения будут меньше.

Максимальный диаметр НКТ для эксплуатационной колон-

Таблица 5.7

**Предельные глубины спуска (в м) одноступенчатой колонны
насосно-компрессорных труб (гладкие) отечественного производства
по ГОСТ 633–80**

Условный диаметр трубы, мм	Толщина стенки трубы, мм	Группа прочности				
		Д	К	Е	Л	М
48	4,0	1986	2614	2874	3397	3920
60	5,0	2207	2904	3194	3775	4355
73	5,5	2308	3037	3341	3948	4555
	7,0	2484	3266	3593	4246	4899
89	6,5	2381	3133	3446	4073	4700
102	6,5	2192	2885	3173	3750	4327
114	7,0	2237	2944	3238	3827	4416

Таблица 5.8

**Предельные глубины спуска (в м) одноступенчатой колонны
насосно-компрессорных труб (гладкие) по стандарту АНИ**

Условный диаметр трубы, мм	Толщина стенки трубы, мм	Группа прочности				
		Н-40	J-55	C-75	N-80 (L-80)	P-105
48	3,68	1620	2216	3017	3222	–
60	4,83	1866	2564	3502	3732	4900
73	5,51	1952	2687	3667	3911	5128
	7,82	–	–	4081	4359	5715
89	6,45	2059	2834	3855	4117	5400
102	5,74	1793	2462	3355	3580	–
114	6,88	1935	2677	3665	3912	–

ны 146 мм не должен превышать 73 мм, для колонны 168 мм – 89 мм.

В настоящее время основная масса отечественных НКТ выпускается с группами прочности Д, К, Е.

За рубежом трубы НКТ изготавливают как по стандартам АНИ (5А, 5АХ, 5АС), так и по другим нормативным документам. Стандарт АНИ5А предусматривает выпуск труб групп прочности Н-40, J-55 и N-80, стандарт АНИ5АС – из высокопрочных сталей группы прочности Р-105, стандарт АНИ5АС – из коррозионно-стойких сталей групп прочности С-75 и L-80. Механические свойства сталей, используемых для НКТ, приведены в табл. 5.9. Выпускаются также нестандартизированные трубы групп прочности С-90, Q-125, V-150.

Стандартами АНИ предусмотрены муфтовые (для гладких труб и с высадкой наружу) и безмуфтовые соединения. Применяют резьбы конические с треугольным (аналоги соединений для гладких труб НКТ по ГОСТ 633–80), или трапециевидным профилем (аналоги соединений труб типов НКБ, НКМ

Таблица 5.9

Показатель	Группа прочности стали				
	Д	К	Е	Л	М
Временное сопротивление σ_b , кгс/мм ² , не менее	65	70	75	80	90
Предел текучести σ_t , кгс/мм ² , не менее	38	50	55	65	75
Относительное удлинение, %, не менее:					
δ_5	16	12	12	12	12
δ_{10}	12	10	10	10	10

по ГОСТ 633–80). Могут применяться и специальные уплотнительные кольца из тефлона для увеличения герметичности соединения.

Стандартами АНИ [29] предусмотрены резьбовые соединения высадкой наружу (рис. 5.8, 1), гладкие (рис. 5.8, 2) и безмуфтовые соединения, например, “Интеграл” (рис. 5.8, 3). Данные резьбовые соединения взаимозаменяемы с соединениями по ГОСТ 633–80. Из соединений других типов можно отметить соединения “Хайдрилл” (рис. 5.8, 8–15). Характерной особенностью таких соединений является двухступенчатая резьба, причем соединение может быть как муфтовое, так и безмуфтовое, с высадкой наружу и во внутрь. Данное соединение позволяет получить три уплотнительные поверхности – на концах труб и ступеньках резьб. Выполнение соединения “Хайдрилл” с высадкой (рис. 5.8, 11, 13, 14) позволяет получить прочное и герметичное соединение, прочность которого не менее прочности тела трубы.

Фирма “Атлас Брэдфорд” (США) в своих резьбовых соединениях широко применяет уплотнительные кольца из тефлона (рис. 5.8, 18–23), позволяющие получить высокогерметичное соединение, так как уплотнение осуществляется по двум поверхностям: по коническим уплотнительным поверхностям и уплотнительному кольцу. Фирмы “Маннесман” (ФРГ) и “Валурек” (Франция) (рис. 5.8, 16, 17, 24–26) применяют в своих соединениях резьбу “Батресс”, подходящую больше для обсадных труб. Фирма “Маннесман” широко использует соединение типа TDS, уплотнение которого осуществляется за счет выполнения специальной выпуклой поверхности на конце трубы, плотно входящей в цилиндрическую расточку муфты, а фирма “Валурек” – высокогерметичное соединение типа VAM, уплотнение которого осуществляется за счет выполнения конической поверхности на скошенном конце трубы, позволяющей при свинчивании получать две уплотнительные поверхности.

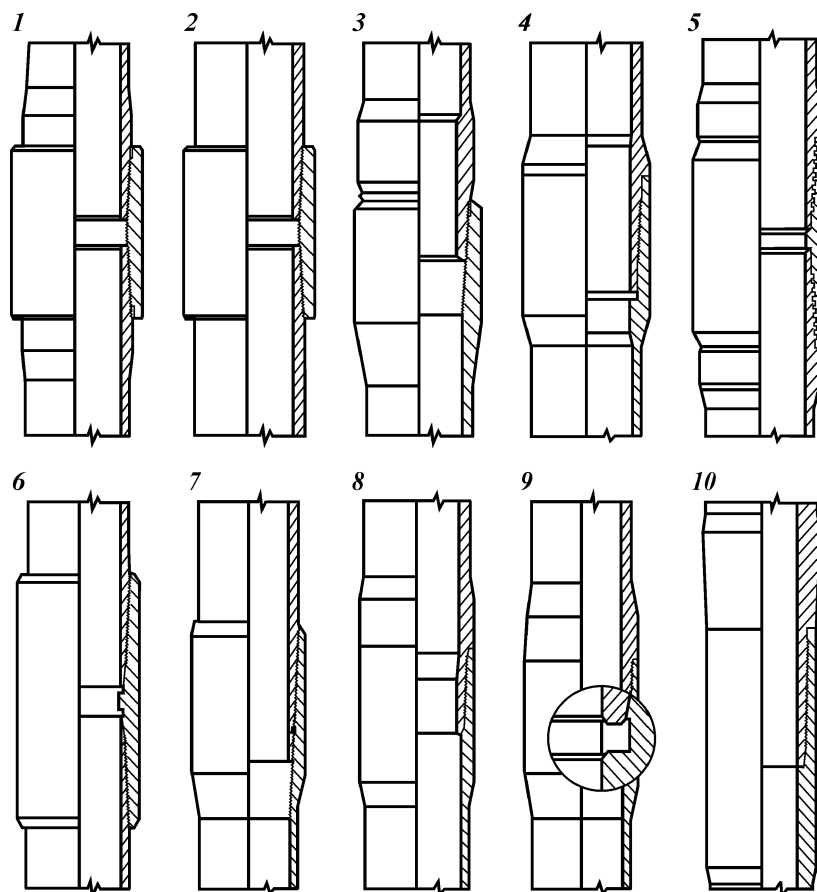


Рис. 5.8. Соединения труб НКТ зарубежного производства

В табл. 5.10 указаны характеристики насосно-компрессорных труб и соединений различных типов, выпуск которых предусмотрен стандартом АНИ. Характеристики представлены в английской системе мер и СИ.

В табл. 5.11, 5.12 дан перевод в миллиметры соответственно целых дюймов и их долей.

Например, труба диаметром $2\frac{3}{8}''$ – это 2,3750 дюймов в десятичной записи или в СИ $50,8 + 9,525 = 60,325$ мм.

Ниже представлен перевод с английской системы мер в СИ других величин, наиболее широко применяемых в нефтепромысловой практике.

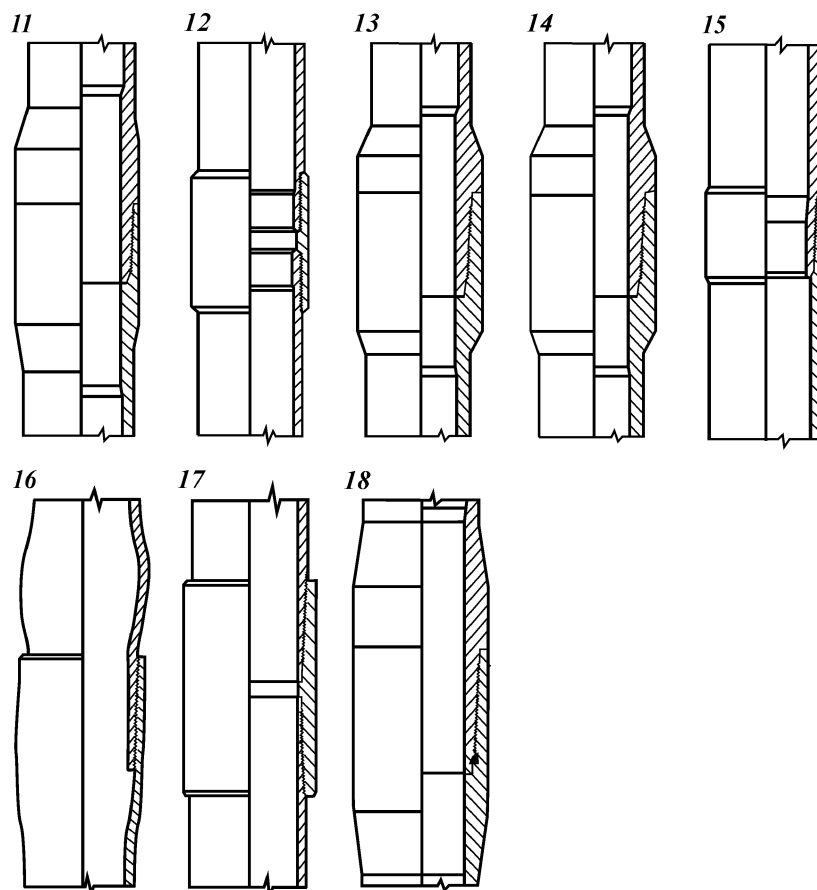


Рис. 5.8. Продолжение

1 фут = 0,3048 м; 1 баррель = 158,98 л; 1 баррель = 42 галлона;

1 кубический фут = 28,6 л; 1 галлон (амер.) = 0,02381 барреля;

1 галлон = 0,003785 м³; 1 галлон = 3,785 л;

1 г = 0,0353 унции; 1 л.с. = 0,7457 кВт; 1 м³ = 6,289 барреля;

1 м³ = 264,172 галлона; 1 м³ = 35,3146 куб. фута;

1 м³ = 1,30795 куб. ярда; 1 галлон в минуту = 34,296 барреля в сутки; 1 см = 0,032808 фута; 1 см = 0,3937 дюйма; 1 см = 0,010936 ярда;

1 м = 3,2808 фута; 1 м = 39,37 дюйма; 1 м = 1,0936 ярда;

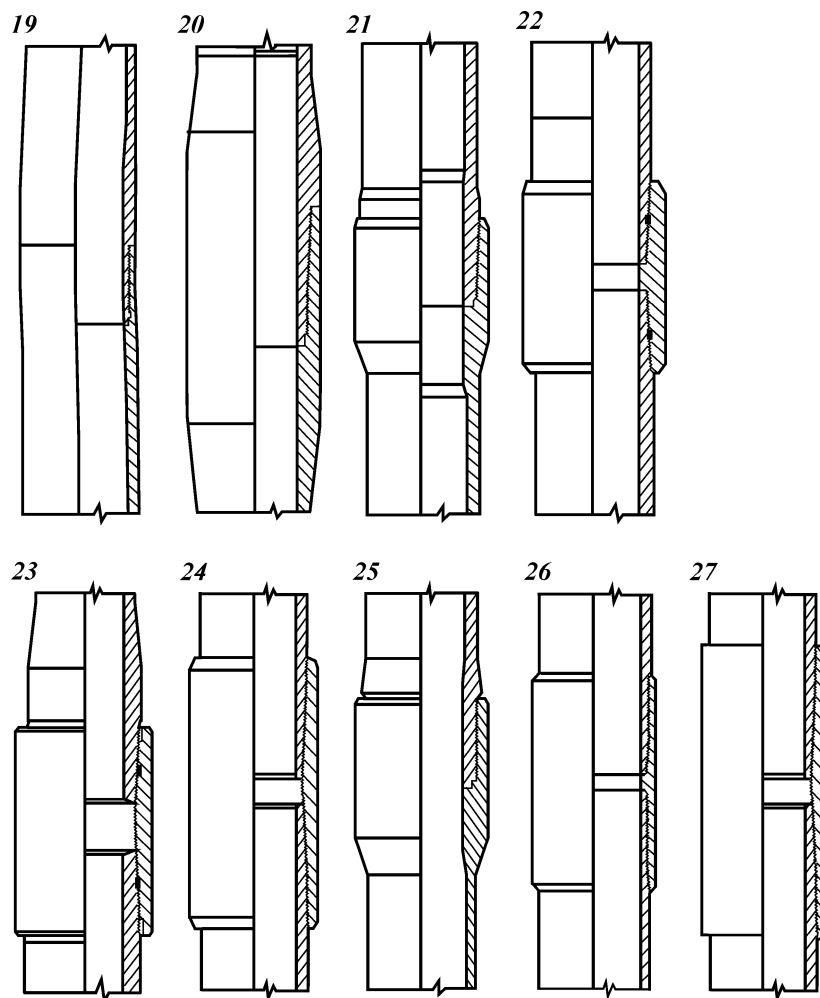


Рис. 5.8. Продолжение

1 миля = 1,6093 км; 1 фунт = 0,4536 кг; 1 м² = 10,7639 кв. фута;

1 м² = 1,1959 кв. ярда; 1 т = 2204,622 фунта; 1 Вт = 0,00134 л.с.; 1 ярд = 91,44 см; 1 ярд = 0,9144 м; 1 фунт/кв. дюйм = 0,0703 кг/см²;

1 фунт/фут = 1,486 кг/м.

За рубежом многие фирмы выпускают большую номенкла-

Таблица 5.10

Характеристика насосно-компрессорных

Наруж- ный диа- метр, дюйм (мм)	Удельный вес, фунт/фут			Тол- щина стен- ки, дюйм (мм)	Внут- рен- ний диа- метр, дюйм (мм)	Данные по			
	Тру- бы с муф- той без вы- сад- ки (гла- дкие)	Тру- бы с муф- той с вы- сад- кой	Без- муф- то- вые тру- бы			Внут- ренний диа- метр муфты, дюйм (мм)	Наружный диаметр муфты, дюйм (мм)		
							труб без вы- садки	труб с высад- кой обыч- ные	труб с высадкой специа- льные
1,050 (26,7)	1,14	1,20		,113 (2,87)	,824 (21,0)	,730 (18,54)	1,313 (33,35)	1,660 (42,16)	
1,315 (33,4)	1,70	1,80	1,72	,133 (3,38)	1,049 (26,6)	,955 (24,26)	1,660 (42,16)	1,900 (48,26)	
			2,10	,125 (3,17)	1,410 (41,9)				
1,660 (42,2)	2,30	2,40	2,33	,140 (3,56)	1,380 (35,1)	1,286 (32,66)	2,054 (52,17)	2,200 (55,88)	
1,900 (48,3)			2,40	,125 (3,17)	1,650 (41,9)				
1,900 (48,3)	2,75	2,90	2,76	,145 (3,68)	1,610 (40,9)	1,516 (38,50)	2,200 (55,88)	2,500 (63,50)	
2,063 (52,4)			3,25	,156 (3,96)	1,751 (44,5)				
	4,00			,167 (4,24)	2,041 (51,8)	1,947 (49,45)	2,875 (73,03)		
2,375 (60,3)	4,60	4,70		,190 (4,83)	1,995 (50,6)	1,901 (48,29)	2,875 (73,03)	3,063 (77,80)	2,910 (73,91)
	5,80	5,95		,254 6,45	1,867 47,4	1,773 45,03	2,875 73,03	3,063 77,80	2,910 73,91

труб и соединений по стандартам АНИ

соединениям		Группа прочнос-ти	Сминаю-щее дав-ление, фунт/дюйм ² ×10 ³	Внутрен-нее дав-ление, при ко-тором на-пряжение достигает пре-дела текуче-сти, фунт/дюйм ² ·10 ³	Осевая нагрузка, при кото-рой напряжения достигают предела текучести, фунт·10 ³		
Безмуфтовые сое-динения, дюйм (мм)					Для труб без вы-садки	Для труб с вы-садкой	Для безмуф-товых труб
Внутрен-ний диа-метр	Наруж-ный диа-метр						
		H-40 J-55 C-75 N-80	7,680 10,560 14,410 15,370	7,530 10,360 14,120 15,070	6,360 8,740 11,920 12,710	13,310 18,290 24,950 26,610	
,955 (24,26)	1,550 (39,37)	H-40 J-55 C-75 N-80	7,270 10,000 13,640 14,550	7,080 9,730 13,270 14,160	10,960 15,060 20,540 21,910	19,760 27,160 37,040 39,510	15,970 21,960 29,940 31,940
1,286 (32,66)	1,880 (47,75)	H-40 J-55	5,570 7,660	5,270 7,250			22,180 30,500
1,286 (32,66)	1,880 (47,75)	H-40 J-55 C-75 N-80	6,180 8,490 11,580 12,360	5,900 8,120 11,070 11,810	15,530 21,360 29,120 31,060	26,740 36,770 50,140 53,480	22,180 30,500 41,600 44,370
1,516 (38,51)	2,110 (53,59)	H-40 J-55	4,920 6,640	4,610 6,330			26,890 36,970
1,516 (38,51)	2,110 (53,59)	H-40 J-55 C-75 N-80	5,640 7,750 10,570 11,280	5,340 7,350 10,020 10,680	19,090 26,250 35,800 38,180	31,980 43,970 59,960 63,960	26,890 36,970 50,420 53,780
1,657	2,325	H-40 J-55 C-75 N-80	5,590 7,690 10,480 11,180	5,290 7,280 8,920 10,590			35,690 49,070 66,910 71,370
		H-40 J-55 C-75 N-80	5,230 7,190 9,520 9,980	4,920 6,770 9,230 9,840	30,130 41,430 56,500 60,260		
		H-40 J-55 C-75 N-80 P-105	5,890 8,100 11,040 11,780 15,460	5,600 7,700 10,500 11,200 14,700	35,960 49,450 67,430 71,930 94,410	52,170 71,730 97,820 104,340 136,940	
		C-75 N-80 P-105	14,330 15,280 20,060	14,040 14,970 19,650	96,560 102,990 135,180	126,940 135,400 177,710	

Продолжение

Наруж- ный диа- метр, дюйм (мм)	Удельный вес, фунт/фут			Тол- щина стен- ки, дюйм (мм)	Внут- рен- ний диа- метр, дюйм (мм)	Данные по			
	Тру- бы с муф- той без вы- сад- ки (гла- дкие)	Тру- бы с муф- той с вы- сад- кой	Без- муф- то- вые тру- бы			Внут- ренний диа- метр муфты, дюйм (мм)	Наружный диаметр муфты, дюйм (мм)		
							труб без вы- садки	труб с высад- кой обыч- ные	труб с высадкой специа- льные
2,875 (73,0)	6,40	6,50		,217 (5,51)	2,441 (62,0)	2,347 (59,61)	3,500 (88,90)	3,668 (93,17)	3,460 (87,88)
	8,60	8,70		,308 (7,82)	2,259 (57,4)	2,165 (54,99)	3,500 (88,90)	3,668 (93,17)	3,460 (87,88)
3,500 (88,9)	7,70			,216 (5,49)	3,068 (77,9)	2,943 (74,75)	4,250 (107,95)		
	9,20	9,30		,254 (6,45)	2,992 (76,0)	2,867 (72,82)	4,250 (107,95)	4,500 (114,30)	4,180 (106,17)
	10,20			,289 (7,34)	2,922 (74,2)	2,797 (71,04)	4,250 (107,95)		
	12,70	12,95		,375 (9,52)	2,750 (69,9)	2,625 (66,68)	4,250 (107,95)	4,500 (114,30)	4,180 (106,17)
4,000 (101,6)	9,50			,226 (5,74)	3,548 (90,1)	3,423 (86,94)	4,750 (120,65)		
		11,00		,262 (6,65)	3,476 (88,3)	3,351 (85,12)		5,000 (127,0)	
4,500 (114,3)	12,6	12,75		,271 (6,88)	3,958 (100,5)	3,833 (97,36)	5,200 (132,08)	5,563 (141,3)	

табл. 5.10

соединениям		Группа прочнос-ти	Сминаю-щее дав-ление, фунт/дюйм ² ×10 ³	Внутрен-нее дав-ление, при котором напряже-ние дости-гает предела текуче-сти, фунт/дюйм ² ·10 ³	Осевая нагрузка, при которой напряжения дости-гают предела текучести, фунт·10 ³		
Безмуфтовые сое-динения, дюйм (мм)					Для труб без вы-садки	Для труб с вы-садкой	Для безмуф-товых труб
Внутрен-ний диа-метр	Наруж-ный диа-метр						
		H-40 J-55 C-75 N-80 P-105	5,580 7,680 10,470 11,160 14,010	5,280 7,260 9,910 10,570 13,870	52,780 72,580 98,970 105,570 138,560	72,480 99,660 135,900 144,960 190,260	
		C-75 N-80 P-105	14,350 15,300 20,090	14,060 15,000 19,690	149,360 159,310 209,100	186,290 198,710 260,810	
		H-40 J-55 C-75 N-80	4,630 5,970 7,540 7,870	4,320 5,940 8,100 8,640	65,070 89,470 122,010 130,140		
		H-40 J-55 C-75 N-80 P-105	5,380 7,400 10,040 10,530 13,050	5,080 6,980 9,520 10,160 13,340	79,540 109,370 149,140 159,090 208,800	103,610 142,460 194,260 202,220 271,970	
		H-40 J-55 C-75 N-80	6,060 8,330 11,360 12,120	5,780 7,950 10,840 11,560	92,550 127,250 173,530 185,100		
		C-75 N-80 P-105	14,350 15,310 20,090	14,060 15,000 19,690	230,990 246,390 323,390	276,120 294,530 386,570	
		H-40 J-55 C-75 N-80	4,060 5,110 6,350 6,590	3,960 5,440 7,420 7,910	72,000 99,010 135,010 144,010		
		H-40 J-55 C-75 N-80	4,900 6,590 8,410 8,800	4,590 6,300 8,600 9,170		123,070 169,220 230,750 246,140	
		H-40 J-55 C-75 N-80	4,500 5,720 7,200 7,500	4,220 5,800 7,900 8,430	104,360 143,500 195,680 208,730	144,020 198,030 270,040 288,040	

Т а б л и ц а 5.11
Перевод целых дюймов в миллиметры

Дюймы	Милли- метры	Дюймы	Миллиметры	Дюймы	Милли- метры
1	25,4	5	127,0	9	228,6
2	50,8	6	152,4	10	254,0
3	76,2	7	177,8	11	279,4
4	101,6	8	203,2	12	304,8

Т а б л и ц а 5.12
Перевод долей дюймов в миллиметры

Дюймы в записи дро- бью	Дюймы в десятичной записи	Миллимет- ры	Дюймы в записи дробью	Дюймы в десятичной записи	Миллимет- ры
1 / 64	,015625	0,397	33 / 64	,515625	13,097
1 / 32	,03125	0,794	17 / 32	,53125	13,494
3 / 64	,046875	1,191	35 / 64	,546875	13,891
1 / 16	,0625	1,588	9 / 16	,5625	14,288
5 / 64	,078125	1,984	37 / 64	,578125	14,684
3 / 32	,09375	2,381	19 / 32	,59375	15,081
7 / 64	,109375	2,778	39 / 64	,609375	15,478
1 / 8	,1250	3,175	5 / 8	,6250	15,875
9 / 64	,140625	3,572	41 / 64	,640625	16,272
5 / 32	,15625	3,969	21 / 32	,65625	16,669
11 / 64	,171875	4,366	43 / 64	,671875	17,066
3 / 16	,1875	4,763	11 / 16	,6875	17,463
13 / 64	,203125	5,159	45 / 64	,703125	17,859
7 / 32	,21875	5,556	23 / 32	,71875	18,256
15 / 64	,234375	5,953	47 / 64	,734375	18,653
1 / 4	,2500	6,350	3 / 4	,7500	19,050
17 / 64	,265625	6,747	49 / 64	,765625	19,447
9 / 32	,28125	7,144	25 / 32	,78125	19,844
19 / 64	,296875	7,541	51 / 64	,796875	20,241
5 / 16	,3125	7,938	13 / 16	,8125	20,638
21 / 64	,328125	8,334	53 / 64	,828125	21,034
11 / 32	,34375	8,731	27 / 32	,84375	21,431
23 / 64	,359375	9,128	55 / 64	,859375	21,828
3 / 8	,3750	9,525	7 / 8	,8750	22,225
25 / 64	,390625	9,922	57 / 64	,890625	22,622
13 / 32	,40625	10,319	29 / 32	,90625	23,019
27 / 64	,421875	10,716	59 / 64	,921875	23,416
7 / 16	,4375	11,113	15 / 16	,9375	23,813
29 / 64	,453125	11,509	61 / 64	,953125	24,209
15 / 32	,46875	11,906	31 / 32	,96875	24,606
31 / 64	,484375	12,303	63 / 64	,984375	25,003
1 / 2	,5000	12,700	1	1,000	25,400

Таблица 5.13

**Характеристика нестандартных и тяжелых НКТ,
выпускаемых за рубежом**

Наруж- ный диа- метр, дюйм (мм)	Удель- ный вес, фунт/ фут	Толщи- на стен- ки, дюйм (мм)	Внутрен- ний диа- метр, дюйм (мм)	Тип соединения	Данные по соединениям						Взаимо- заменяе- мость соеди- нений труб
					Внутрен- ний диа- метр муфты		Наружный диаметр муфты обычного исполнения		Наружный диаметр муфты специаль- ного испол- нения		
					дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	
1,050 (26,7)	1,13	,113 (2,87)	,824 (20,93)	GST Streamline Hydril CS VAM	,687 ,807	17,45 20,49	1,310 1,327 1,299	33,27 33,71 32,99	1,300	33,02	
	1,47	,154 (3,91)	,742 (18,85)	Hydril CS VAM	,687 ,728	17,45 18,49	1,327 1,339	33,71 34,01			
1,315 (33,4)	1,68	,133 (3,38)	1,049 (26,64)	Rucker Atlas Bradford DS-HT			1,551	39,40			
				Rucker Atlas Bradford DSS-HT & IJ-3SS	,985	25,02	1,562	39,67			
				Rucker Atlas Bradford IJ-3S	,985	25,02	1,551	39,40			
				GST Streamline			1,550	39,37			
				Hydril CS VAM	,970 1,004	24,64 25,50	1,552 1,555	39,42 39,49	1,525	38,74	
1,315 (33,4)	2,17	,179 (4,55)	,957 (24,31)	Rucker Atlas Bradford DSS	,849	21,56	1,600	40,64			
				Hydril CS VAM	,864 ,906	21,95 23,01	1,600 1,614	40,64 40,99			
1,660 (42,2)	2,27	,140 (3,56)	1,380 (35,05)	Rucker Atlas Bradford DS-HT Rucker Atlas Bradford			1,889	47,98			
	2,27	,140	1,380	DSS-HT & IJ-3SS Rucker Atlas Bradford IJ-3S	1,301 1,301	33,05 33,05	1,893 1,889	48,08 47,98			

Продолжение табл. 5.13

Наруж- ный диа- метр, дюйм (мм)	Удель- ный вес, фунт / фут	Толщи- на стен- ки, дюйм (мм)	Внутрен- ний диа- метр, дюйм (мм)	Тип соединения	Данные по соединениям						Взаимо- заменяе- мость соеди- нений труб	
					Внутрен- ний диа- метр муфты		Наружный диаметр муфты обычного исполнения		Наружный диаметр муфты специаль- ного испол- нения			
					дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм		
1,660 (42,2)		(3,56)	(35,05)	GST Streamline			1,880	47,75			CS A-95	
				Hydril A-95	1,300	33,02	1,898	48,21	1,858	47,19		
				Hydril CS	1,300	33,02	1,883	47,83	1,858	47,19		
				VAM	1,307	33,19	1,913	48,59				
	2,99	,191 (4,85)	1,278 (32,46)	Hydril CS	1,218	30,94	1,927	48,95			A-95	
				VAM	1,209	30,70	1,976	50,19				
3,09		,198 (5,03)	1,264 (32,11)	Hydril CS	1,200	30,48	1,927	48,95			A-95	
	1,900 (4,83)	2,75	,145 (3,68)	1,610 (40,89)	Rucker Atlas Bradford			2,125	53,98			CS A-95
					DS-HT							
					Rucker Atlas Bradford	1,531	38,89	2,123	53,92			
					DSS-HT & IJ-3SS							
					Rucker Atlas Bradford	1,531	38,89	2,125	53,98			
IJ-3S												
GST Streamline							2,110	53,59				
	Hydril A-95	1,530	38,86	2,134	54,20	2,094	53,19					
	Hydril CS	1,530	38,86	2,113	53,67	2,094	53,19					
	Mannesmann Omega	1,594	40,49	2,039	51,79							
	VAM	1,535	38,98	2,142	54,40							
1,900 (48,3)	2,75	,145 (3,68)	1,610 (40,89)	Hydril CS	1,440	36,58	2,162	54,91			A-95	
	3,63	,200 (5,08)	1,500 (38,1)	VAM	1,429	36,29	2,220	56,38				
	3,93	,219 (5,56)	1,462 (37,13)	Hydril CS	1,390	35,31	2,179	55,35			A-95	
	2,000 (50,8)	3,23	,165 (4,19)	1,670 (42,42)	National Buttress			2,500	63,50	2,300	58,42	
					Pittsburgh 8 Acme			2,500	63,50	2,300	58,42	

2,063 (52,4)	3,18	,156 (3,96)	1,750 (44,45)	Rucker Atlas Bradford DS-HT			2,320	58,93			
				Rucker Atlas Bradford DSS-HT & IJ-3SS	1,685	42,80	2,340	59,44			
	4,41	,225 (5,71)	1,163 (40,97)	Rucker Atlas Bradford IJ-3S	1,685	42,80	2,320	58,93			
				GST Streamline			2,310	58,67			
2,375 (60,3)	4,43	,190 (4,83)	1,995 (50,67)	Hydril A-95	1,700	43,18	2,325	59,06	2,300	58,42	CS
				Hydril CS	1,700	43,18	2,330	59,18	2,300	58,42	A-95
				VAM	1,677	42,59	2,331	59,20			
				Hydril CS	1,550	39,37	2,375	60,33			A-95
				Rucker Atlas Bradford DS-HT			2,700	68,58			
				Rucker Atlas Bradford DSS-HT & IJ-3SS	1,930	49,02	2,710	68,63			
				Rucker Atlas Bradford IJ-3S	1,935	49,15	2,700	68,58			
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	1,945	49,40	2,750	68,85			TC-4S
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			2,875	73,03	2,750	69,85	IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S	1,926	49,92	2,375	60,32			
				Armco Nu-Lock & Seal Lock	1,950	49,53	2,875	73,03	2,700	68,58	
				Extreme Line	1,935	49,15	3,000	76,20			
				GST Streamline			2,700	68,58			
				Hydril A-95 & CS	1,945	49,40	2,700	68,58	2,630	66,80	
				Hydril CFJ-P	1,945	49,40	2,525	64,14			
				Hydril Super FJ	1,945	49,40	2,437	61,90	2,700	68,58	4,6 lb FJ
				Mannesmann Omega	1,988	50,49	2,551	64,80	2,618	66,49	
				Mannesmann TDS			2,875	73,03			
				Buttress & 8 Acme			2,875	73,03			
				VAM	1,929	49,00	2,697	68,50			

Продолжение табл. 5.13

Наружный диаметр, дюйм (мм)	Удельный вес, фунт / фут	Толщина стенки, дюйм (мм)	Внутренний диаметр, дюйм (мм)	Тип соединения	Данные по соединениям						Взаимозаменяемость соединений труб
					Внутренний диаметр муфты		Наружный диаметр муфты обычного исполнения		Наружный диаметр муфты специального исполнения		
					дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	
2,375 (60,3)	5,01	,218 (5,54)	1,939 (49,22)	Rucker Atlas Bradford DSS-HT & IJ-3SS	1,875	47,63	2,710	68,83			TC-4S
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	1,840	48,01	2,750	69,85			
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			2,875	73,03	2,750	69,85	IJ-4S
				Hydril CS	1,890	48,01	2,740	69,60			A-95
				Hydril CFJ-P	1,890	48,01	2,525	64,14			
				VAM	1,929	49,00	2,697	68,50	2,618	66,50	
	5,75	,254 (6,45)	1,867 (47,42)	Rucker Atlas Bradford DSS-HT & IJ-3SS	1,805	45,85	2,910	73,91			TC-4S
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	1,820	46,23	2,800	71,12			
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			2,875	73,03	2,800	71,12	IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S	1,823	46,30	2,375	60,33			
				Armco Seal Lock	1,450	49,53	2,875	73,03			
				Extreme Line	1,807	45,90	3,000	76,20			
				Hydril PH-6	1,805	45,85	2,906	73,81			
				Mannesmann Omega	1,87	47,42	2,614	66,40			
				Mannesmann TDS	1,867	47,42	2,875	73,03			
				VAM	1,867	47,42	2,776	70,51	2,697	68,50	
	5,89	,261	1,853	Rucker Atlas Bradford DSS HT & IJ-3SS	1,791	45,49	2,910	73,91			TC-4S
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	1,806	45,87	2,800	71,12			

2,375 (60,3)		(6,63)	(47,07)	Rucker Atlas Bradford TC-4S Hydril PH-6	1,795	45,59	2,875	73,03	2,800	71,12	IJ-4S
	6,26	,280 (7,12)	1,815 (46,06)	Rucker Atlas Bradford FL 3S & FL-4S	1,771	44,98	2,937	74,60			
				VAM	1,866	47,40	2,856	72,54			
	7,3	,336 (8,53)	1,703 (43,24)	Rucker Atlas Bradford DSS HT & IJ-3SS	1,641	41,68	3,135	79,63	2,400	73,66	TC-4S IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	1,656	42,06	2,900	73,66			
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			3,000	76,20			
				Hydril PH-6	1,645	41,78	3,125	79,38			
				VAM	1,866	47,40	2,856	72,54			
2,875 (73,0)	6,16	,217 (5,51)	2,441 (62,00)	Rucker Atlas Bradford DS-HT			3,218	81,74	3,250	82,55	TC-4S IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford DSS-HT & IJ-3SS	2,379	60,43	3,230	82,04			
				Rucker Atlas Bradford IJ-3S	2,379	60,43	3,218	81,74			
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	2,394	60,81	3,250	82,55			
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			3,500	88,90			
				Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S	2,372	60,25	2,875	73,03			
	6,16	,217 (5,51)	2,441 (62,00)	Armco Nu-Lock	2,396	60,86	3,500	88,90	3,220	81,79	CS A-95 6,4 lb FJ
				Armco Seal Lock	2,396	60,86	3,500	88,90	3,220	81,79	
				Extreme Line	2,381	60,48	3,500	88,90			
				GST Streamline			3,220	81,79			
				Hydril A-95			3,220	81,79	3,155	88,14	
				Hydril CS	2,375	60,33	3,220	81,79	3,155	80,14	
2,875 (73,0)				Hydril CFJ-P	2,375	60,33	3,000	76,20			
				Hydril Super FJ	2,375	60,33	2,968	75,39			

Продолжение табл. 5.13

Наруж- ный диа- метр, дюйм (мм)	Удель- ный вес, фунт/ фут	Толщи- на стен- ки, дюйм (мм)	Внутрен- ный диа- метр, дюйм (мм)	Тип соединения	Данные по соединениям						Взаимо- заменяе- мость соеди- нений труб
					Внутрен- ный диа- метр муфты		Наружный диаметр муфты обычного исполнения		Наружный диаметр муфты специаль- ного испол- нения		
					дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	
				Mannesmann Omega	2,375	60,33	3,079	78,21	3,220	81,79	
				Mannesmann TDS			3,500	88,90			
				National Buttress			3,500	88,90			
				Pittsburgh 8 Acme			3,500	88,90			
				VAM			3,197	81,20			
	6,48 (6,48)	,276 (7,01)	2,323 (59,00)	Rucker Atlas Bradford	2,261	57,43	3,385	85,98	3,375	85,73	TC-4S IJ-4S
				DSS-HT & IJ-3SS	2,276	57,81	3,375	85,73			
				Rucker Atlas Bradford			3,500	88,90			
				IJ-4S	2,279	57,89	2,875	73,03			
				Rucker Atlas Bradford			2,875	73,03			
FL 3S & FL-4S	2,265	57,53	3,437	87,30							
Hydril PH-6			3,437	87,30							
VAM	2,323	59,00	3,327	84,51	3,264	82,91					
2,875 (73,0)	(8,44)	,308 (7,82)	2,259 (57,36)	Rucker Atlas Bradford	2,197	55,80	3,510	89,15	3,375	85,73	TC-4S IJ-4S
				DSS-HT & IJ-4SS	2,212	56,18	3,375	85,73			
				Rucker Atlas Bradford			3,500	88,90			
				IJ-4S	2,215	56,26	2,875	73,03			
				Rucker Atlas Bradford			2,875	73,03			
				FL 3S & FL-4S			3,500	88,90			
				Armco Seal Lock	2,396	60,86	3,500	88,90			
Extreme Line	2,199	55,85	3,625	92,08							

				Hydril PH-6	2,200	55,88	3,500	88,90			
				Mannesmann Omega			3,154	80,11			
				Mannesmann TDS			3,500	88,90			
				VAM	2,260	57,40	3,327	84,51	3,264	82,91	
2,875 73	9,78	,340 8,64	2,195 55,75	Rucker Atlas Bradford	2,133	54,18	3,635	92,33	3,450	87,63	TC-4S IJ-4S
				DSS-HT & IJ-3SS	2,148	54,56	3,450	87,63			
				Rucker Atlas Bradford			3,500	88,90			
				IJ-4S							
				Rucker Atlas Bradford							
	9,69	,362 9,19	2,151 54,64	TC-4S	2,130	54,10	3,625	92,08			
				Hydril PH-6	2,107	53,52	2,875	73,03			
				Rucker Atlas Bradford							
	10,39	,392 9,96	2,091 53,11	FL 3S & FL-4S	2,260	57,40	3,453	87,71			
				VAM	2,030	51,56	3,687	93,65			
	10,66	,405 10,28	2,065 52,46	Hydril PH-6	2,003	50,88	3,760	95,50	3,500	88,90	TC-4S IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford	2,003	50,88	3,760	95,50			
				DSS-HT & IJ-SS	2,018	51,26	3,500	88,90			
				Rucker Atlas Bradford			3,625	92,08			
				IJ-4S							
				Rucker Atlas Bradford							
				TC-4S	2,000	50,80	3,750	95,25			
2,875 (73)	(11,44)	,440 (11,18)	1,995 (50,67)	Hydril PH-4	2,000	50,80	3,750	95,25	3,550	90,17	TC-4S IJ-4S
				Hydril PH-6	2,000	50,80	3,750	95,25			
				VAM	2,205	56,0	3,453	87,71			
				Rucker Atlas Bradford	1,933	49,10	3,760	95,50			
				DSS HT & IJ-3SS	1,948	49,48	3,550	90,17			
	(7,57)	,216 (5,49)	3,068 (77,93)	Rucker Atlas Bradford			3,625	92,08			
				IJ-4S							
				Rucker Atlas Bradford							
				TC-4S							
	(7,57)	,216 (5,49)	3,068 (77,93)	Hydril PH-4	1,945	49,40	3,750	95,25			
				Rucker Atlas Bradford	2,968	75,39	3,500	88,90			
				FL-3S & FL-4S							
				Mannesmann Omega	3,067	77,90	3,701	94,01			
				VAM	2,972	75,49	3,803	96,60			

Продолжение табл. 5.13

Наруж- ный диа- метр, дюйм (мм)	Удель- ный вес, фунт/ фут	Толщи- на стен- ки, дюйм (мм)	Внутрен- ний диа- метр, дюйм (мм)	Тип соединения	Данные по соединениям						Взаимо- заменяе- мость соеди- нений труб	
					Внутрен- ний диа- метр муфты		Наружный диаметр муфты обычного исполнения		Наружный диаметр муфты специаль- ного испол- нения			
					дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм		
3,500 (88,9)	(8,81)	,254 (6,45)	2,992 (76,00)	Rucker Atlas Bradford DS-HT			3,875	98,43			TC-4S IJ-4S	
				Rucker Atlas Bradford DSS HT & IJ-3SS	2,920	74,16	3,875	98,43				
				Rucker Atlas Bradford IJ-3S	2,932	74,47	3,875	98,43				
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	2,932	74,47	3,950	100,33				
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			4,250	107,95	3,950	100,33		
				Rucker Atlas Bradford FL 3S & FL-4S	2,917	74,09	3,500	88,90				
				Armco Nu-Lock	2,947	74,85	4,250	107,95	3,865	98,17		
				Armco Seal Lock	2,927	74,35	4,250	107,95	3,865	98,17		
3,500 (88,9)	(8,81)	,254 (6,45)	2,992 (76,00)	Extreme Line	2,907	73,84	4,250	107,95			9,2 lb FJ	
				GST Streamline			3,865	98,17				
				Hydril A-95 & CS	2,920	74,17	3,905	99,19	3,805	96,65		
				Hydril CFJ-P	2,920	74,17	3,609	91,67				
					Hydril Super FJ	2,930	74,42	3,594	91,29			
					Mannesmann Omega	2,992	76,00	4,250	107,95			
					Mannesmann TDS	2,992	76,00					
					National Buttress			4,250	107,95	3,865		98,17
					Pittsburgh 8 Acme			4,250	107,95	3,865		98,17
					VAM	2,972	75,49	3,862	48,09	3,793		96,34
				Rucker Atlas Bradford DSS-HT&IJ-3SS	2,847	72,31	3,947	100,25				

	(9,91)	,289 (7,34)	2,922 (74,22)	Rucker Atlas Bradford IJ-4S	2,862	72,69	3,950	100,33			TC-4S
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			4,250	107,95	3,950	100,33	IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford FL 3S & FL-4S	2,847	72,31	3,500	88,90			
				Hydril CS	2,878	73,10	3,955	100,46			A-95
				Hydril CFJ-P	2,878	73,10	3,609	91,67			
				Hydril Super FJ	2,860	74,10	3,594	91,29			10,2 lb FJ
	(9,91)			Mannesmann Omega	2,921	72,64					
				Mannesmann TDS	2,921	74,19	4,250	107,95			
				VAM	2,925	74,30	3,917	99,49	3,852	97,84	
3,500 (88,9)	(12,31)	,368 (9,35)	2,764 (70,21)	Rucker Atlas Bradford FL 3S & FL-4S	2,689	68,30	3,500	88,90			
				Hydril Super FJ	2,700	68,58	3,594	91,29			
				Hydril PH-6	2,700	68,58	4,312	109,52			15,5 FJ/SEJ
	(12,52)	,375 (9,52)	2,750 (69,86)	Rucker Atlas Bradford DSS HT & IJ-3SS	2,675	67,95	4,260	108,20	4,100	104,14	TC-4S IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	2,690	68,33	4,100	104,14			
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			4,250	107,95			
				Rucker Atlas Bradford FL 3S & FL-4S	2,675	67,95	3,500	88,90			
	(12,52)	,375 (9,52)	2,750 (69,86)	Armco Seal Lock	2,927	74,35	4,250	107,95	3,957	100,51	
				Extreme Line							
				Hydril PH-6	2,687	68,25	4,312	109,52			
				Mannesmann Omega	2,752	69,90					
	(13,6)	,413 (10,49)	2,673 (67,89)	Mannesmann TD	2,752	69,90	4,250	107,95			
				VAM	2,925	74,30	4,035	102,49			
	(14,62)			VAM	2,835	72,01	4,138	105,11	4,026	100,26	
				Rucker Atlas Bradford FL3S & FL-4S	2,527	64,19	3,500	88,90			

Продолжение табл. 5.13

Наруж- ный диа- метр, дюйм (мм)	Удель- ный вес, фунт/ фут	Толщи- на стен- ки, дюйм (мм)	Внутрен- ний диа- метр, дюйм (мм)	Тип соединения	Данные по соединениям						Взаимо- заменяе- мость соеди- нений труб
					Внутрен- ний диа- метр муфты		Наружный диаметр муфты обычного исполнения		Наружный диаметр муфты специаль- ного испол- нения		
					дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	
3,500 (88,9)		,449 (11,40)	2,602 (66,09)	Hydril Super FJ	2,540	64,52	3,594	91,29			12,8 FJ/SFJ
				VAM	2,756	70,00	4,138	105,11	4,026	102,26	
	(15,37)	,476 (12,09)	2,548 (64,72)	Rucker Atlas Bradford DSS-HT	2,470	62,74	4,385	111,38	4,200	106,68	TC-4S IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	2,488	63,20	4,200	106,68			
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			4,375	111,13			
	(15,68)	,488 (12,40)	2,524 (64,10)	Hydril PH-6	2,485	63,12	4,500	114,30			
				VAM	2,756	70,00	4,252	108,00	4,128	104,85	
3,500 (88,9)	(16,28)	,510 (12,95)	2,480 (62,99)	Rucker Atlas Bradford DSS-HT	2,391	60,73	4,525	114,94	4,250	107,95	TC-4S IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	2,420	61,47	4,250	107,95			
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			4,375	111,13			
				Hydril PH-4	2,406	61,11	4,562	115,87			
				Hydril PH-6	2,406	61,11	4,562	115,87			
	(16,81)	,530 (13,46)	2,440 (61,98)	Extreme Line	2,398	60,91	4,374	111,10			
				Hydril PH-4	2,375	60,33	4,562	115,87			
4,000 (101,6)	(9,11)	,226 (5,74)	3,548 (90,12)	Rucker Atlas Bradford FL 3S & FL-4S	3,448	87,58	4,000	101,60			
				Mannesmann Omega	3,547	90,09	4,209	106,91			

4,000 (101,6)				VAM	3,480	88,39	4,325	109,86			
	(10,46)	,262 (6,65)	3,476 (88,29)	Rucker Atlas Bradford DS-HT			4,412	112,06			TC-4S IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford DSS-HT & IJ-3SS	3,401	86,39	4,385	111,38			
				Rucker Atlas Bradford IJ-3S	3,401	86,39	4,412	112,06			
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	3,416	86,77	4,450	113,03			
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			4,500	114,30	4,450	113,03	
	(10,46)	,262 (6,65)	3,476 (88,29)	Rucker Atlas Bradford FL 3S & FL-4S	3,401	86,39	4,000	101,60			11,6 FJ/SFJ
				Hydril A-95 & CS	3,395	86,23	4,405	111,89	4,315	109,60	
				Hydril CFJ-P	3,395	86,23	4,100	104,14			
				Hydril Super FJ	3,395	86,23	4,094	103,99			
				Mannesmann Omega Mannesmann TDS	3,476 3,476	88,29 88,29	4,236 4,748	107,59 120,60			
				Pittsburgh 8 Acme National Buttress VAM	3,457	87,81	4,750 4,750 4,366	120,65 120,65 110,90	4,400 4,400 4,315	111,76 111,76 109,60	
	(11,34)	,286 (7,26)	3,438 (87,08)	Rucker Atlas Bradford FL 3S & FL-4S	3,353	85,17	4,000	101,60			11 FJ/SFJ
				Hydril Super FJ	3,350	85,09	4,094	103,99			
	(12,93)	,330 (8,38)	3,340 (84,84)	Rucker Atlas Bradford DSS-HT & IJ-3SS	3,265	82,93	4,572	116,13			TC-4S IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	3,280	83,31	4,525	114,94			
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			4,625	117,48	4,525	114,94	
				Rucker Atlas Bradford FL 3S & FL-4S	3,265	82,93	4,000	101,60			
				Hydril Super FJ	3,260	82,80	4,094	103,99			13,4 lb FJ

Продолжение табл. 5.13

Наружный диаметр, дюйм (мм)	Удельный вес, фунт / фут	Толщина стенки, дюйм (мм)	Внутренний диаметр, дюйм (мм)	Тип соединения	Данные по соединениям						Взаимозаменяемость соединений труб
					Внутренний диаметр муфты		Наружный диаметр муфты обычного исполнения		Наружный диаметр муфты специального исполнения		
					дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	
4,000 (101,6)	(12,93) (8,38)	,330 (84,84)	3,340	Hydril PH-6	3,275	83,19	4,625	117,48			
				VAM	3,457	87,81	4,468	113,49	4,356	110,64	
	(14,66)	,380 (9,65)	3,240 (82,3)	VAM	3,346	84,99	4,614	117,20			
	(16,36) (18,69)	,430 (10,92) ,500 (12,70)	3,140 (79,76) 3,000 (76,20)	VAM Hydril PH-4	3,346 2,920	84,99 74,17	4,614 5,000	117,20 127,00			
	(22,08)			Hydril PH-4	2,700	68,58	5,187	131,75			
4,500 (114,3)	(9,4)	,205 (5,21)	4,090 (103,89)	Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S	3,990	101,35	4,500	114,30			
	(10,23)	,224 (5,69)	4,052 (102,92)	Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S	3,952	100,38	4,500	114,30			
	(11,35)	,250 (6,35)	4,000 (101,60)	Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S	3,925	99,70	4,500	114,30			
		,271 (6,88)	3,958 (100,53)	Rucker Atlas Bradford DS-HT Rucker Atlas Bradford DSS HT & IJ-3SS Rucker Atlas Bradford IJ-4S Rucker Atlas Bradford TC-4S VAM	 3,883 3,898 3,457	 98,63 99,01 87,81	 4,88 4,940 4,960 5,000 4,468	 123,95 125,48 125,98 127,00 113,49	 4,960 4,356	 125,8 110,64	 TC-4S IJ-4S
		(8,38)	(84,84)		3,883	98,63	4,500	114,30			
				Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S	3,883	98,63	4,500	114,30			

4,500 (114,3)	(12,24)			Hydril A-95 & CS Hydril CFJ-P	3,865 3,865	98,17 98,17	4,910 4,609	124,71 117,07	4,825	122,56	
	(13,04)	0,290 (7,37)	3,920 (99,57)	Rucker Atlas Bradford DSS-HT Rucker Atlas Bradford IJ-4S Rucker Atlas Bradford TC-4S	3,845 3,860	97,66 98,04	4,940 4,960	125,48 125,98			TC-4S IJ-4S
	(13,04)	,290 (7,37)	3,920 (99,57)	Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S Hydril CS Hydril Super FJ Mannesmann TDS	3,845 3,840 3,840 3,921	97,66 97,54 97,54 99,59	4,500 4,935 4,594 5,201	114,30 125,35 116,69 132,11			A-95 12,6 FJ/SFJ
	(14,98)	,337 (8,56)	3,826 (97,18)	Rucker Atlas Bradford DSS-HT & IJ-3SS Rucker Atlas Bradford IJ-4S Rucker Atlas Bradford TC-4S	3,751 3,766	95,28 95,66	5,060 5,200	128,52 132,08	5,200	132,08	TC-4S IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford FL 3S & FL-4S Hydril PH-6	3,751 3,765	95,28 95,63	4,500 5,125	114,30 130,18			
				Mannesmann TDS	3,827	97,21	5,201	132,11			
				Rucker Atlas Bradford DSS-HT Rucker Atlas Bradford IJ-4S Rucker Atlas Bradford TC-4S	3,679 3,680	93,45 93,47	5,150 5,200	130,81 132,08			
	(16,44)	3,73 (9,47)	3,754 (95,35)	Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S	3,679	93,45	4,500	114,3			
	(18,69)			Rucker Atlas Bradford DSS-HT & IJ-3SS Rucker Atlas Bradford IJ-4S	3,565 3,580	90,55 90,93	5,260 5,200	133,6 132,08			TC-4S

Продолжение табл. 5.13

Наружный диаметр, дюйм (мм)	Удельный вес, фунт/фут	Толщина стенки, дюйм (мм)	Внутренний диаметр, дюйм (мм)	Тип соединения	Данные по соединениям						Взаимозаменяемость соединений труб
					Внутренний диаметр муфты		Наружный диаметр муфты обычного исполнения		Наружный диаметр муфты специального исполнения		
					дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	
(4,500) (114,3)	(21,36)	,430 (10,92)	3,640 (92,46)	Rucker Atlas Bradford TC-4S			5,250	133,35	5,200	132,08	IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S	3,565	90,55	4,500	114,30			
				Hydril PH-6	3,560	90,42	5,312	134,92			
(114,3)	(21,36)	,500 (12,70)	3,500 (88,90)	Rucker Atlas Bradford DSS-HT	3,425	86,99	5,375	136,53			TC-4S
				Rucker Atlas Bradford IJ-4S	3,425	86,99	5,375	136,53			
				Rucker Atlas Bradford TC-4S			5,375	136,53	5,300	134,62	IJ-4S
				Rucker Atlas Bradford FL-3S & FL-4S	3,425	86,99	4,500	114,30			
				Hydril PH-4	3,420	86,87	5,500	139,70			
				Hydril PH-4	3,300	83,82	5,562	141,27			
	(23,56)	,560 (14,22)	3,380 (85,85)	Hydril PH-4							
	(26,04)	,630 (16,00)	3,240 (82,29)	Hydril PH-4	3,160	80,26	5,687	144,45			

туру труб, не соответствующую стандарту АНИ, причем, как правило, их технические характеристики не уступают стандартным показателям. В табл. 5.13 представлены технические характеристики подобных труб и их соединений.

В последние годы производители насосно-компрессорных труб в России расширили номенклатуру выпускаемых труб за пределы ГОСТ 633–80 и освоили выпуск труб-аналогов, выпускаемых по стандартам АНИ. Например, Синарский трубный завод, наряду с трубами НКТ по ГОСТ 633–80, освоил выпуск труб по ТУ 14-3-1534–87 (гладкие трубы с узлом уплотнения из полимера), ТУ 14-3-1588–88 и ТУ 14-3-1282–84 (гладкие и гладкие высокогерметичные с повышенной пластичностью и хладостойкостью), ТУ 14-161-150–94 (гладкие и гладкие высокогерметичные и с высаженными наружу концами, коррозионно-стойкие в активных сероводородных средах, имеющие повышенную коррозионную стойкость к соляным кислотам и хладостойкие до температуры минус 60 °С).

5.3. Штанговые скважинные насосы

В нашей стране штанговые насосы выпускаются по двум стандартам: ОСТ 26-16-06–86 (АО “Элканефтемаш”, г. Пермь) и стандарт АНИ11АХ (АО “Ижнефтемаш”, г. Ижевск, производство по лицензии австрийской фирмы “Шеллер Блекман” (SBS)). За рубежом для насосов применим стандарт АНИ11АХ.

5.3.1. Штанговые скважинные насосы по стандарту ОСТ 26-16-06–86

Штанговые скважинные насосы предназначены для откачивания из нефтяных скважин жидкостей с температурой не более 130 °С, обводненностью не более 99 % по объему, вязкостью до 0,3 Па·с, минерализацией воды до 10 г/л, содержанием механических примесей до 3,5 г/л, свободного газа на приеме не более 25 %, сероводорода не более 50 мг/л и концентрацией ионов водорода рН 4,2–8,0.

Стандарт предусматривает выпуск двух схем штанговых насосов: вставных и невставных. Основное принципиальное их отличие в том, что цилиндр невставного насоса встроен в колонну НКТ и для замены насоса необходим подъем колонны НКТ. Вставной насос опускается в трубы НКТ на штангах и крепится в нужном месте колонны с помощью специального

фиксирующего устройства, называемого замковой опорой. Применение вставных насосов значительно ускоряет ремонт скважины, так как для его смены требуется подъем лишь штанговой колонны. В то же время невставной насос значительно проще по конструкции и не требует применения замковой опоры. Невставные насосы получили широкое распространение для подъема больших объемов жидкостей из относительно небольших глубин, вставные же насосы более удобны в глубоких скважинах.

Скважинные насосы по ОСТ 26-16-06-86 выпускают следующих типов: НВ1 вставной с замком наверху, НВ2 вставной с замком внизу, НН невставной без ловителя, НН1 невставной с захватным штоком, НН2 невставной с ловителем (рис. 5.9).

Принципиальное отличие насосов НВ1 от НВ2 в том, что в первом случае крепление осуществляется в верхней части насоса, а во втором – в нижней. Нижнее крепление насоса более предпочтительно при эксплуатации глубоких скважин, однако их применение нежелательно при откачке жидкостей с большим содержанием механических примесей. Верхнее крепление более надежно при добыче нефтей с большим содержанием механических примесей, однако условие нагружения цилиндра насоса не позволяет их использовать на больших подвесках.

Невставные насосы НН1 отличаются от насосов НН2 механизмом опорожнения колонны НКТ перед подъемом. Узел всасывающего клапана у невставных насосов выполняется съемным для того, чтобы при подъеме НКТ с цилиндром насоса избежать разлива жидкости, находящейся в насосных трубах на устье скважины. Наибольшее распространение получили насосы НН2 вследствие большей надежности и простоты конструкции механизма опорожнения. Узел всасывающего клапана (конус) крепится к цилиндру посредством седла конуса за счет силы трения, в верхней части конуса выполнена крестовина (шток ловителя). В нижней части плунжера выполняется сам ловитель, как правило байонетного типа, позволяющий осуществлять захват и освобождение узла всасывающего клапана. Для извлечения узла всасывающего клапана и последующего опорожнения колонны плунжер опускается в крайнее нижнее положение и затем поворачивается по часовой стрелке с помощью штанговой колонны. При этом происходит захват байонета с крестовиной, и при последующем подъеме плунжера узел всасывающего клапана срывается с седла и извлекается на поверхность (рис. 5.10).

У насосов НН1 нагнетательный клапан выполнен в верхней части плунжера, во внутренней полости плунжера свободно

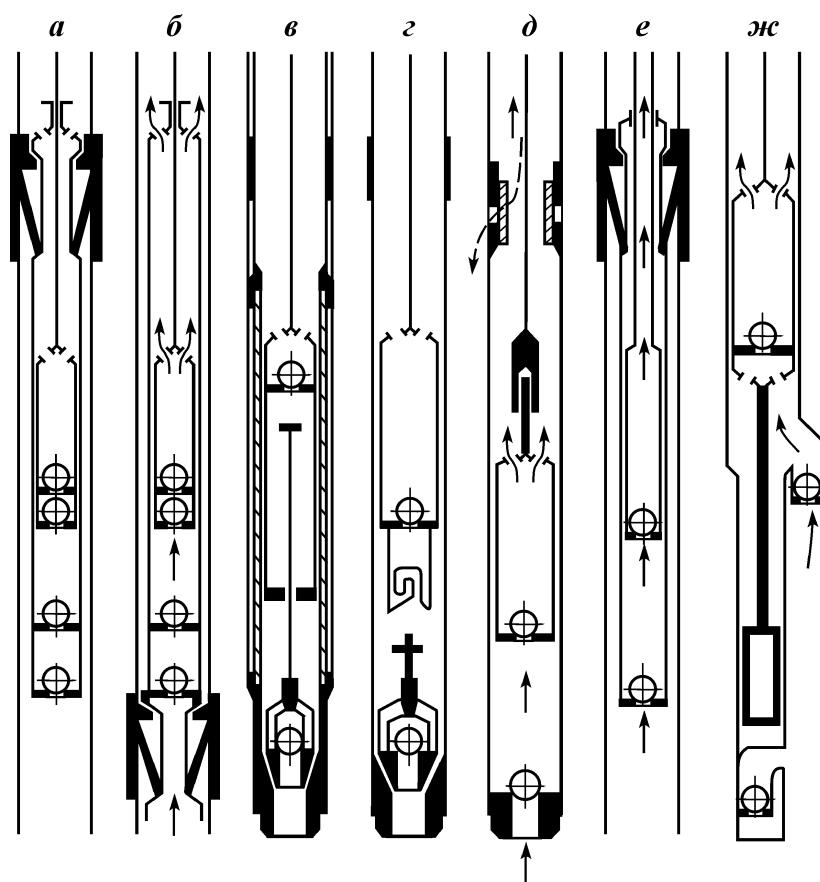


Рис. 5.9. Штанговые насосы обычного (а, б, в, г, д, е) и специального (ж) исполнения, по ОСТ 26-16-06-86

размещен захватный шток, жестко закрепленный к узлу всасывающего клапана. При движении плунжера шток остается неподвижным. Во время подземного ремонта штанговой колонны с плунжером насоса головка штока упирается в упорную поверхность плунжера, и узел всасывающего клапана срыгается с седла конуса.

Подобное выполнение узла всасывающего клапана позволяет производить его замену без подъема цилиндра насоса и обеспечивать слив жидкости в скважину из НКТ.

В настоящее время наибольшее распространение получила

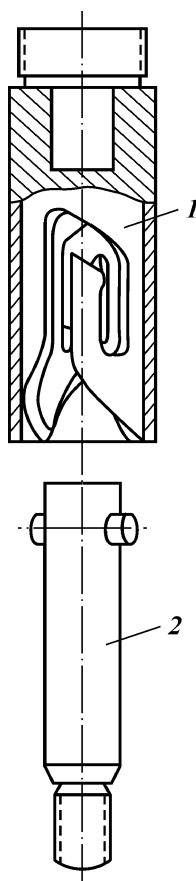


Рис. 5.10. Байонетный захват узла всасывающего клапана невставного насоса:
1 – байонет; 2 – шток

технология сборки насосов НН1 и НН2, при которой осуществляется отдельный спуск цилиндра и плунжера. При этом цилиндр опускают на трубах НКТ, а плунжер – на штангах. Это крайне отрицательно сказывается на качестве сборки насоса и последующем межремонтном периоде его работы, так как плунжер при прохождении внутри колонны НКТ до места установки насоса получает повреждения в виде царапин и рисок на полированной поверхности. Кроме того, механические частицы в виде песка, отложений, окалины срываются со стенок НКТ, попадают на внутреннюю поверхность зеркала цилиндра и забивают клапанные узлы, существенно снижая ресурс работы насоса. Поэтому ОСТ 26-16-06-86 предусматривает выпуск насосов ННБА, которые собирают на поверхности и спускают в скважину на трубах НКТ. Низ штанговой колонны оборудуется специальным сцепляющим устройством, и после спуска колонны штанг происходит сцепление его со штоком плунжера. Такие насосы, как правило, имеют сливное устройство, позволяющее опорожнять колонну НКТ перед ее подъемом. Это устройство размещено выше цилиндра. Узел всасывающего клапана выполняют несъемным.

Рассмотрим пример обозначения насосов по ОСТ 26-16-06-86:

XXX X – XX – XX – XX – X
1 2 3 4 5 6

1. Тип насоса: НВ1, НВ2, НН, НН1, НН2.
2. Исполнение насоса по конструкции цилиндра и конструктивным особенностям самого насоса:
Б – безвтулочный, толстостенный цельный цилиндр;
С – втулочный, составной цилиндр;
И – износостойкое исполнение. Буква И ставится в конце обозначения насоса и означает, что насос предназначен для работы в средах с содержанием механических примесей от 1,3

до 3,5 г/л; если этой буквы нет, то насос предназначен для работы в средах с содержанием механических примесей до 1,3 г/л;

Т – насос с полым штоком. Данные насосы предназначены для работы с полыми штангами, причем подъем откачиваемой жидкости осуществляется по внутреннему каналу полых штанг;

А – насос с автосцепом колонны штанг с плунжером. Применяется только для насосов НН;

Д1, Д2 – специальные двухплунжерные насосы для откачки высоковязких, газированных жидкостей или для утяжеления низа штанговой колонны при ходе плунжера вниз.

3. Условный диаметр насоса в миллиметрах. Стандарт предусматривает выпуск насосов условным диаметром 29, 32, 38, 44, 57, 70, 95 и 102 мм. Условный диаметр насоса определяется диаметром плунжера и может не совпадать с фактическим его значением. Например, насосы условным диаметром 32 мм будут иметь разброс фактических диаметров плунжеров от 31,9 до 32,425 с шагом 0,025 мм.

4. Максимальный ход плунжера в миллиметрах, уменьшенный в 100 раз.

5. Напор в метрах водяного столба, уменьшенный в 100 раз.

6. Группа посадки 0, 1, 2, 3 по степени увеличения зазора между плунжером и цилиндром.

Пример. Насос НН2Б-44-30-12-1 – насос невставной с ловителем, цилиндр цельный безвтулочный, условный диаметр 44 мм, максимальный ход плунжера 3000 мм, напор 1200 м, 1 группа посадки, нормальное исполнение.

Насос НВ1БТ-32-30-15-0И – насос вставной с замком наверху, цилиндр цельный безвтулочный, полый шток для подъема жидкости по полым штангам, условный диаметр 32 мм, максимальный ход плунжера 3000 мм, напор 1500 м, 0 группа посадки, износостойкое исполнение.

Насос НВ1БД1-38/57-25-12-2 – насос вставной с замком наверху, цилиндр цельный безвтулочный, насос двухплунжерный специальный, один плунжер – верхний с условным диаметром 57 мм, другой – нижний 38 мм, максимальный ход плунжера 2500 мм, напор 1200 м, 2 группа посадки, нормальное исполнение.

Насос ННБА-95-45-08-2 – насос невставной, цилиндр цельный безвтулочный, с автосцепом и сливным устройством, условный диаметр 95 мм, максимальный ход плунжера 4500 мм, напор 800 м, 2 группа посадки, нормальное исполнение по стойкости к среде.

Рассмотрим более подробно элементы штанговых насосов.

Цилиндры

Цилиндры могут быть цельными и составными. Цельные цилиндры изготавливают из высокоточных прецизионных труб по импортным (АО “Ижнефтемаш”) или отечественным технологиям, как правило заимствованным из технологий ВПК

России (АО «Элкамнефтемаш», г. Пермь). В качестве материала цилиндра применяют сталь марки 38Х2МЮА. Внутренняя поверхность цилиндра подвергается азотированию на глубину от 0,3 до 0,5 мм для увеличения твердости и износостойкости. Твердость упрочненного слоя не менее HRC 80 и HB 1000–1200. Допуск на непрямолинейность оси цилиндра до 0,01 мм на 1 м длины. Шероховатость внутренней поверхности цилиндра $R_A = 0,32$ мкм. На концах цилиндров может быть предусмотрено рифление для захвата ключами при сборке-разборке насоса.

Цилиндры безвтулочного типа (рис. 5.11) получили наибольшее распространение во вставных насосах условным диаметром 29, 32, 38, 44 и 57 мм, с ходом плунжера 1200 и 3500 мм (см. рис. 5.11, а), в невставных насосах условным диаметром от 32 до 95 мм (см. рис. 5.11, б) и вставных насосах условным диаметром от 38 до 57 мм, с ходом плунжера 4500 и 6000 мм (см. рис. 5.11, в).

Длина цилиндров L (см. рис. 5.11, а, б) изменяется от 3300

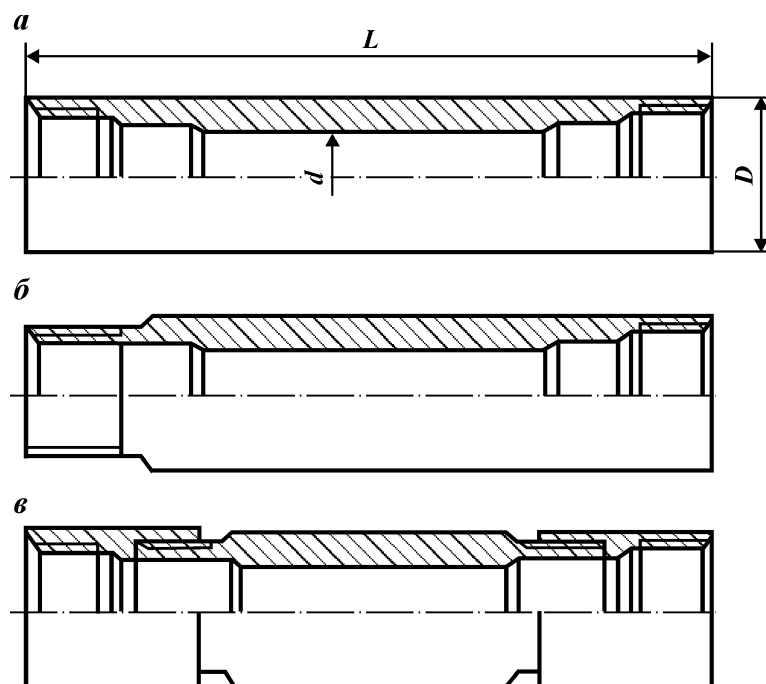


Рис. 5.11. Безвтулочные цилиндры, по ОСТ 26-16-06–86

до 6600 мм в зависимости от хода плунжера соответственно 1200 и 3500 мм, а длина цилиндров (см. рис. 5.11, *в*) – от 6600 до 8700 мм. Стандарт предусматривает выпуск цилиндров условным диаметром D 29, 32, 38, 44, 57, 70, 95 мм, при этом фактические внутренние диаметры d цилиндров могут отличаться от этих значений, но они должны быть кратны 0,05: 28,6–29,0 мм; 32,0–32,4 мм; 38,0–38,4 мм; 43,6–44,0 мм; 56,6–57,0 мм; 69,6–70,0 мм; 94,6–95,0 мм. Толщина стенки цилиндра составляет 6,5 мм для вставных и 6,5–8,0 мм для невставных насосов. Предельное отклонение внутреннего диаметра цилиндра – верхнее +0,03, нижнее – 0,01 мм.

Цельные цилиндры просты и надежны, следовательно, получили широкое распространение. Однако для их изготовления необходимы хорошая станочная база и высокие технологии, так как к внутренней поверхности предъявляются очень жесткие требования как с точки зрения ее геометрии, так и износостойкости.

Стандартом предусмотрен выпуск составных (втулочных) цилиндров (рис. 5.12), которые легче в изготовлении, но сложнее по конструкции. Внутреннюю поверхность втулок из стали марки 38Х2МЮА, как и цельные цилиндры, подвергают азотированию, а втулки из стали марок 50Т и 40Х закаливают током высокой частоты (ТВЧ) на глубину 0,7–1,5 мм. Для стали марки 50Т HRC 56–62, а для стали марки 40Х HRC 52–58. Предельное отклонение внутреннего диаметра втулки – верхнее +0,03 мм, нижнее – 0,01 мм. Допуск на непрямолинейность оси цилиндра несколько больше, чем для цельных цилиндров (+0,03 мм на 1 м длины). Длина втулки 300 мм, толщина стенки от 2,8 до 5,75 мм. Шероховатость внутренней поверхности втулки $R_A = 0,32$ мкм.

Втулочных насосов выпускается все меньше, так как они имеют существенные недостатки, такие как необходимость использования скалок различных диаметров для сборки

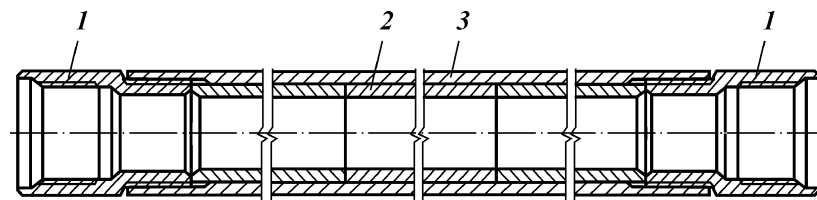


Рис. 5.12. Составной (втулочный) цилиндр:
1 – стяжная муфта; 2 – втулка; 3 – кожух

насоса, склонность к заклиниванию вследствие смещения втулок, возможность утечек по торцам втулок, наличие больших наружных диаметров. Однако они обладают и определенными, лишь им присущими достоинствами: ремонт цилиндра путем замены изношенных втулок, применение при их изготовлении специальных материалов с противозаклинивающими свойствами, позволяющими получить более оптимальную пару плунжер – цилиндр, особенно при откачке обводненной нефти.

Плунжеры

ОСТ 26-16-06–86 предусматривает выпуск плунжера обычного типа (рис. 5.13, *а*) и пескобрей (рис. 5.13, *б*). В последней конструкции отсутствует расточка на верхнем конце плунжера, поэтому при работе насоса в скважинах с большим содержанием песка подобный плунжер острой верхней гранью снимает механические примеси с зеркала цилиндра и не допускает их попадания в зазор между плунжером и цилиндром. Длина плунжера составляет 1200, 1500, 1800 мм соответственно для напора 1500, 2000 м и более. Чем длиннее плунжер, тем больший напор развивает насос. Однако, как показал опыт, плунжеры длиной более 1800 мм не получили распространения. В гораздо большей степени развиваемый насосом напор определяется значением зазора между плунжером и цилиндром, о чем более подробно будет сказано ниже.

Фактические наружные диаметры плунжера должны быть кратны 0,025 и изменяются в пределах 28,5–29,025; 31,9–32,425; 37,9–38,425; 43,5–44,025; 56,5–57,025; 69,5–70,025; 94,5–95,025.

Наружная поверхность плунжера имеет твердое износос-

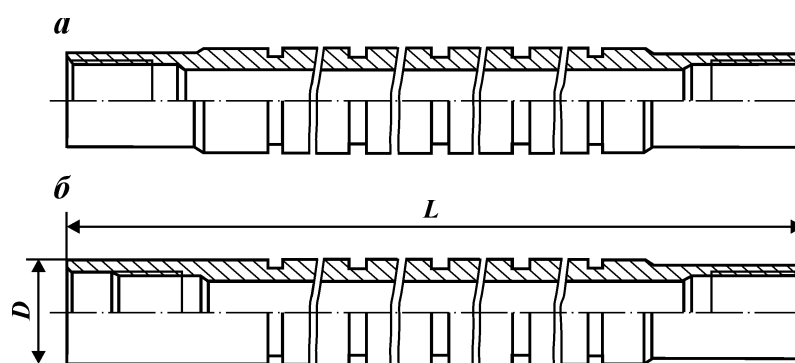


Рис. 5.13. Плунжеры, по ОСТ 26-16-06–86

той-кое покрытие, обычно это или хромирование с толщиной слоя не менее 0,07 мм и твердостью не менее HRC 64–65 или же покрытие из износостойкого порошка сплава ПН 70Х17С4Р4 методом газоплазменного напыления, с толщиной напыленного слоя не менее 0,35 мм и твердостью не менее HRC 79.

Плунжеры изготавливают из стали 45. На наружной поверхности плунжера обычно выполняются канавки. При определенных условиях (большая обводненность, малые зазоры, большая скорость откачки) пленка откачиваемой жидкости в зазоре между плунжером и цилиндром начинает рваться, поэтому образуются местные зоны сухого трения и, как следствие, задиры плунжера. При этом откачиваемая жидкость, находящаяся в канавках при движении плунжера, восстанавливает пленку на внутренней поверхности цилиндра и улучшает условия трения пары плунжер – цилиндр. Кроме того, при откачке жидкостей с механическими примесями частицы, попадая в зазор, увеличивают трение, но, перекатываясь в зазоре, попадают в канавки и выходят из контакта.

На работоспособность насоса в большой степени оказывает влияние значение зазора между плунжером и цилиндром. Так как насосам приходится поднимать жидкость с больших глубин, то зазоры между цилиндром и плунжером изменяются в пределах 0,01–0,170 мм. Выполнение подобных зазоров при массовом производстве насосов осуществляется селективной сборкой плунжера и цилиндра.

По ОСТ 26-16-06–86 в зависимости от размеров зазора предусмотрены четыре группы посадки насоса: 0 – с зазорами до 0,045 мм, 1 – с зазорами от 0,01–0,07 мм, 2 – с зазорами от 0,06–0,12 мм и 3 – от 0,11–0,17 мм. Таким образом, насосы условным диаметром 32 мм и 1 группы посадки могут иметь фактические диаметры плунжера от 31,9 до 32,425 мм с шагом 0,025 мм, но зазор лежит в пределах от 0,01 до 0,07 мм.

Клапанные узлы

К клапанным узлам штанговых насосов предъявляются высокие требования по надежности, так как от них зависит работоспособность насоса в целом. Клапан работает в тяжелых условиях, испытывая различные по характеру нагрузки, включая ударные, и, как следствие, подвержен быстрому износу.

Основным элементом клапанного узла является его запорный элемент. На практике наибольшее распространение получили шариковые клапанные узлы, у которых в качестве запорных элементов применяется пара седло – шарик. Длительный

срок службы пары седло – шарик объясняется большой активной поверхностью шарика.

По ОСТ 26-16-06-86 пару седло – шарик изготавливают в трех исполнениях: К, КБ и КИ (рис. 5.14).

Клапанами К и КБ (клапан с буртом) комплектуют насосы обычного исполнения по стойкости к среде, а клапанами КИ – абразивостойкие насосы. Шарики для клапанов всех исполнений изготавливают из стали марки 95Х18Ш (хромоуглеродистая нержавеющая) с термообработкой HRC 58–62. Седло клапанов К и КБ изготавливают из стали марок 30Х13, 95Х18 с термообработкой HRC 40–45, а седло клапанов КИ – из сплавов на основе карбидов хрома типа ВК6-В или ВК-15 или же из стали марок 30Х13, 95Х18, но с вставкой в виде кольца из твердых сплавов на основе карбидов хрома. Твердость шарика должна быть выше твердости седла, так как в процессе работы шарик должен сохранить свою форму и иметь способность к самопритирке.

На герметичность клапанной пары большое влияние оказывает форма посадочной кромки седла, которая должна повторять соответствующую форму шарика. Поэтому для достижения высокой герметичности пары седло – шарик их притирают друг к другу. Герметичность пары определяют на вакуум-приборе.

Работа клапанного узла зависит от соотношения диаметров шарика и седла. Чем больше диаметр проходного отверстия седла клапана, тем меньше гидравлические потери на клапанном узле, что особенно важно при откачке вязких жидкостей. Однако в этом случае возможно залипание шарика в седле за счет упругой деформации последнего, поэтому соотношение ди-

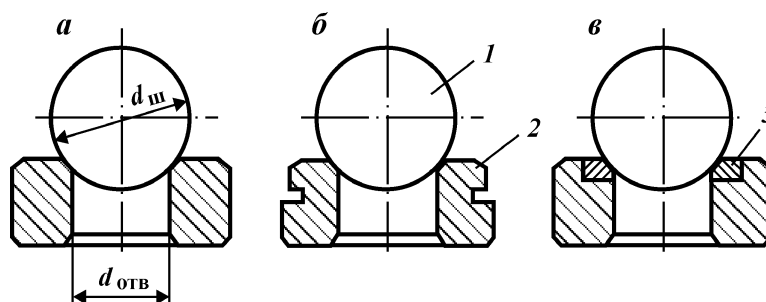


Рис. 5.14. Пара седло – шарик, по ОСТ 26-16-06-86:

a – тип К; *б* – тип КБ; *в* – тип КИ; 1 – шарик; 2 – седло; 3 – кольцо из твердого сплава

аметра отверстия седла $d_{отв}$ к диаметру шарика $d_{ш}$ строго задано стандартом и установлено равным 0,865. Предусматриваются следующие диаметры шариков: 14,288; 15,875; 17,462; 19,05; 22,225; 23,813; 25,4; 26,988; 28,575; 31,75; 34,925; 38,1; 42,862; 50,8; 53,975; 60,0; 69,85; 73,025 мм.

Замковые опоры

Замковые опоры предназначены для закрепления насоса вставного типа в трубках НКТ с герметизацией полости всасывания от полости нагнетания. Замковые опоры встраиваются в колонну НКТ на глубине подвески и взаимодействуют с замком насоса, опускаемого на штангах, обеспечивая его фиксацию (рис. 5.15).

По ОСТ 26-16-06-86 предусмотрен выпуск замковой опоры пружинного типа как для верхнего, так и для нижнего крепления насоса. Основными элементами замковой опоры (рис. 5.16) являются пружинный якорь 3 и опорное кольцо 2. Пружинный якорь предназначен для удержания насоса в замковой опоре в начальный момент, когда уровни жидкости в затрубном пространстве и трубах НКТ равны. По мере работы насоса уровень жидкости в трубах начинает расти, и насос сильнее прижимается к опорному кольцу весом столба жидкости в трубах. Функция опорного кольца – это восприятие осевой нагрузки, действующей на насос, и разобщение области всасывания от области нагнетания. Опорное кольцо выполняют из коррозионно-стойкой стали и с конической фаской под углом 15°, которая взаимодействует с ответной конической поверхностью замка насоса (рис. 5.17). Замковые опоры выпускают для НКТ диаметром 60, 73, 89 мм. Минимально необходимое усилие срыва замка насоса с замковой опоры 3–3,5 кН.

Замок (см. рис. 5.17) является элементом штангового насоса вставного типа. Замок включает конус 4, обеспечивающий с конической фаской опоры герметичное соединение, и упорную поверхность, в которую упирается пружинный якорь замковой опоры с целью удержания насоса в начальный момент. Во внутренней полости направляющей клетки 1 установлена защитная втулка 2, которая препятствует осадению песка на плунжер – цилиндр при длительных остановках. В верхней части направляющей клетки выполнен паз, который взаимодействует со специальной втулкой с соответствующим выступом. Втулка жестко связана со штоком плунжера. В верхнем положении плунжера втулка выходит из зацепления с

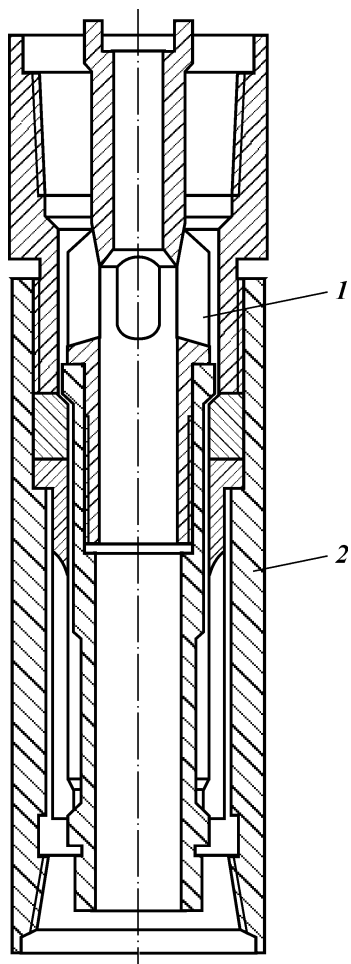


Рис. 5.15. Взаимодействие замка на-
сосу 1 с замковой опорой 2

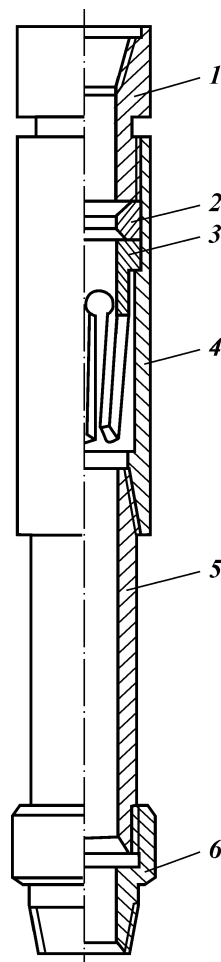


Рис. 5.16. Замковая опора:
1, 6 – переводники; 2 – опорное
кольцо; 3 – пружинный якорь; 4 –
опорная муфта; 5 – рубашка

пазом направляющей клетки, и при вращении штанги со штоком вращается плунжер. В крайнем нижнем положении происходит фиксация штока в пазе направляющей клетки, и при вращении штанговой колонны крутящий момент передается на

Рис. 5.17. Замок насоса:
 1 – направляющая клетка; 2 – защитная втулка; 3 – клетка; 4 – конус; 5 – упорный ниппель

нее, что позволяет развинтить колонну при необходимости. На верхнем конце направляющей клетки выполнена резьба для захвата насоса при ловильных операциях в случае аварии. Конус замка обычно изготавливают из коррозионно-стойкой стали марки 30Х13 и подвергают термической обработке до HRC 40–45.

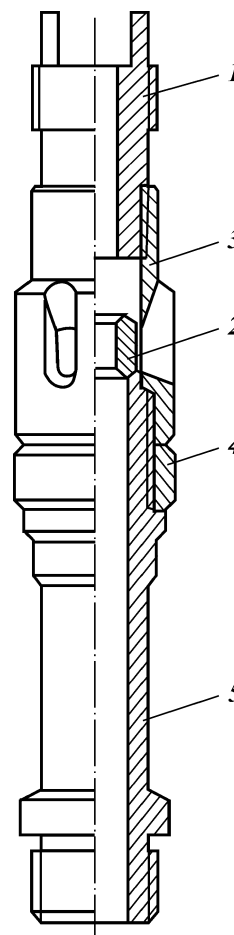
5.3.2. Штанговые скважинные насосы зарубежного производства

В отличие от ОСТ 26-16-06-86 стандарт АНИ11АХ “Спецификация на глубинные штанговые насосы и соединительные детали” (издание 1983 г.) не предусматривает выпуск втулочных насосов. Втулочные насосы не приводятся в стандартах АНИ, начиная с 7-го издания 1978 г. Однако многие фирмы вследствие популярности втулочных насосов оставили их в своих производственных программах. Стандарт пересматривается каждые 5 лет или продлевается, но не более чем на 2 года.

Стандарт предусматривает выпуск штанговых насосов классического типа и типов “неподвижный цилиндр – подвижный плунжер” и “неподвижный плунжер – подвижный цилиндр”, у которых плунжер крепится в трубах НКТ, а цилиндр, жестко связанный со штангами, осуществляет возвратно-поступательное движение. Насосы могут быть вставные и невставные. По месту крепления вставные насосы могут быть с замком наверху и замком внизу. По типу цилиндра – с толстостенным и тонкостенным цилиндром. По типу плунжера – с металлическим плунжером и плунжером с мягким уплотнением (рис. 5.18, табл. 5.14).

Смысл обозначения следующий.

Первая буква R или T означает тип насоса: вставной, т.е.



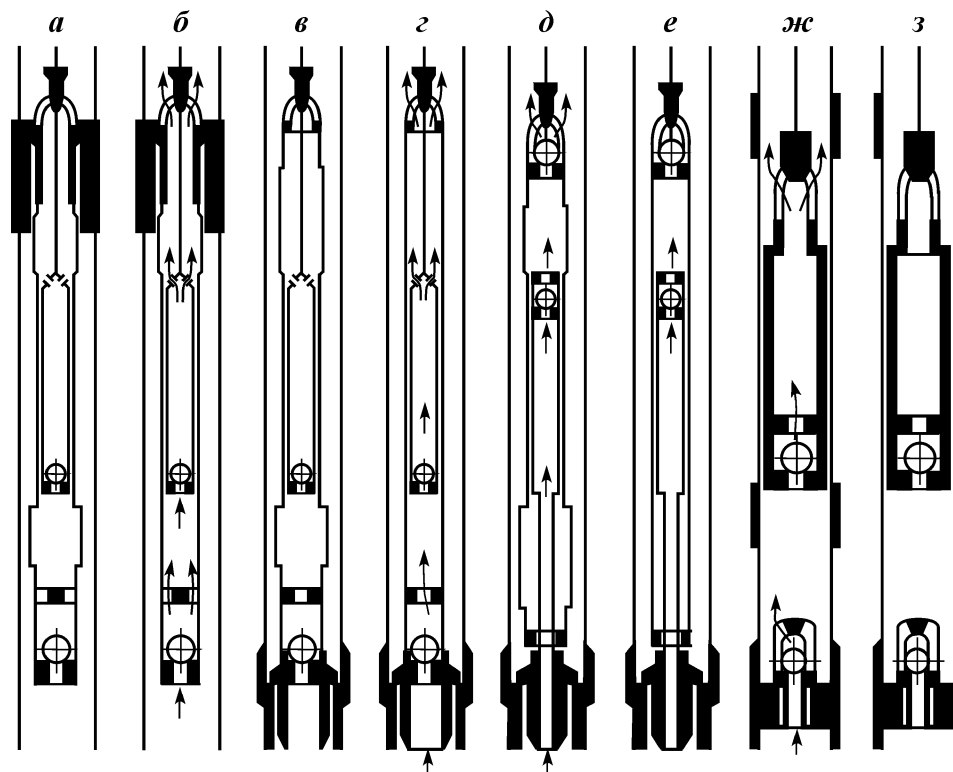


Рис. 5.18. Классификация штанговых насосов, по стандарту АНН11АХ:
 ‡ – RHA, RLA; • – RWA, RSA; , – RHB, RLB; „ – RWS, RSB; % – RHT, RLT; \hat{A} – RWT, RST; \hat{E} – TH, TL; \hat{A} – i ê

Таблица 5.14

Основные типы насосов

Тип насоса	Металлический плунжер		Плунжер с мягким уплотнением	
	с толстостенным цилиндром	с тонкостенным цилиндром	с толстостенным цилиндром	с тонкостенным цилиндром
Вставной: неподвижный цилиндр, верхнее крепление	RHA	RWA	Нет	RSA
неподвижный цилиндр, нижнее крепление	RHB	RWB	Нет	RSB
подвижной рабочий цилиндр, нижнее крепление	RHT	RWT	Нет	RST
Невставной	TH	Нет	TP	Нет

опускаемый на штангах (Rod – штанга), или невставной, т.е. опускаемый на трубах (Tube – труба). Вторая буква H, W или S означает тип цилиндра; толстостенный H (Hard – тяжелый), тонкостенный W (Weak – слабый); буква S означает тип плунжера с мягким уплотнением (Soft – мягкий). Третья буква A или B означает расположение замка для вставных насосов: A – верхнее расположение замка, B – нижнее расположение замка. Буква T означает, что насос вставной типа “неподвижный цилиндр” с нижним расположением замка. Их применение наиболее целесообразно в тех случаях, когда глубина подвески насоса большая, в продукции скважины содержится большое количество механических примесей и скважина работает в периодическом режиме. В подобных условиях применение классических вставных насосов с нижним креплением приводит к тому, что механические частицы попадают в кольцевую щель между корпусом насоса и НКТ и вызывают его прихват. В данном же случае движение цилиндра в трубах не позволяет механическим примесям прихватить цилиндр в трубах.

Обозначение штангового насоса по стандарту АНИ11АХ (рис. 5.19) включает в себя:

- оптимальный условный диаметр НКТ для данного насоса;
- условный диаметр насоса;
- тип насоса (вставной или невставной);

тип цилиндра насоса и плунжера (толсто- или тонкостенный цилиндр, металлический плунжер или плунжер с мягким уплотнением);

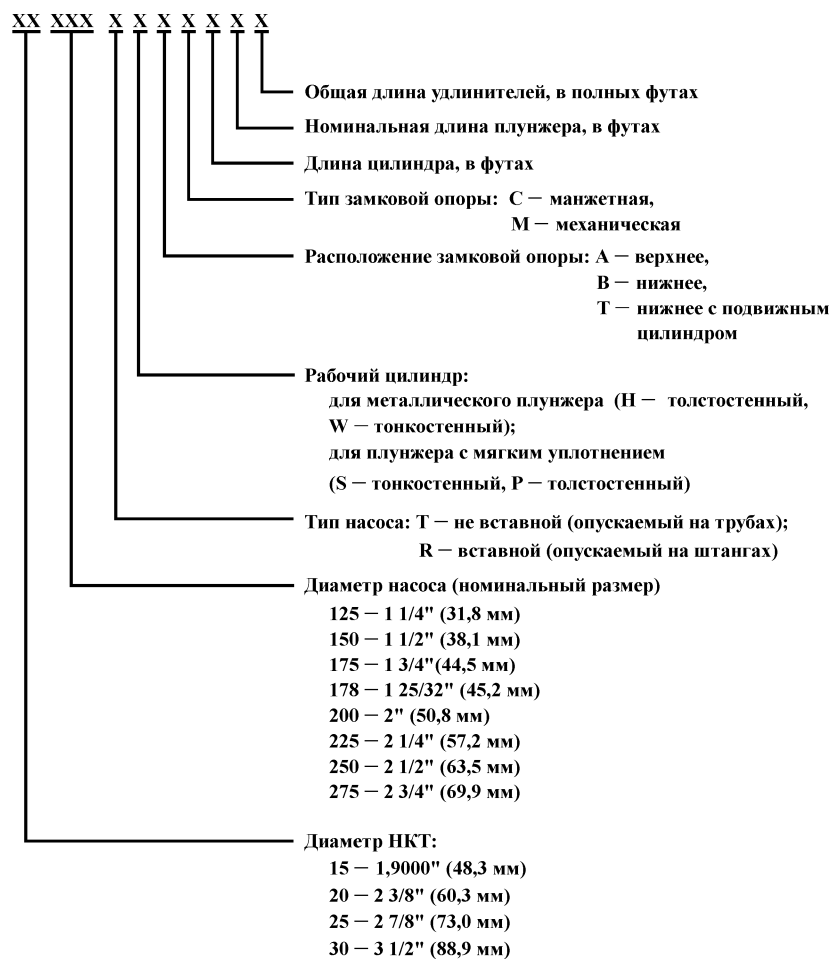


Рис. 5.19. Обозначение типов насосов

расположение замковой опоры (верхнее или нижнее), если насос вставной;
 тип замковой опоры насоса (манжетная или механическая);
 длину цилиндра в футах или число втулок, если насос втулочный;
 номинальную длину плунжера в футах;
 общую длину удлинителей в полных футах, если есть удлинители цилиндров.

Пример. Насос 20-125-RHBC10-4-2.

20 ($2\frac{3}{8}$) – номинальный диаметр НКТ; 125 ($1\frac{1}{4}$ ") – диаметр насоса (номинальный размер); RHBC – насос штанговый вставного типа, с толстостенным цилиндром, металлическим плунжером, с нижним креплением, с замковой опорой манжетного типа, для работы в трубах $2\frac{3}{8}$ " (60,3 мм), условный диаметр насоса $1\frac{1}{4}$ " (31,8 мм); 10 – длина цилиндра 10 футов (3,048 м); 4 – длина плунжера 4 фута (1,22 м); 2 – общая длина удлинителей 2 фута (0,61 м).

Пример. Насос 120-125RНАМ-12-4-3.

20($2\frac{3}{8}$) – номинальный диаметр НКТ; 125 ($1\frac{1}{4}$ ") – диаметр насоса (номинальный размер); RHBC – насос штанговый вставного типа, с толстостенным цилиндром, металлическим плунжером, с верхним креплением, с замковой опорой механического типа, для работы в трубах $2\frac{3}{8}$ " (60,3 мм), условный диаметр насоса $1\frac{1}{4}$ " (31,8 мм); 12 – длина цилиндра 12 футов (3,658 м); 4 – длина плунжера 4 фута (1,22 м); 3 – общая длина удлинителей 3 фута (0,914 м).

В технической документации к насосам должны быть следующие сведения:

- материал цилиндра;
- материал плунжера;
- зазор в паре плунжер – цилиндр;
- материал клапана;
- длина каждого удлинителя.

Сведения о материалах деталей глубинных штанговых насосов, предназначенных для работы в нестандартных условиях окружающей среды, указаны в соответствии со стандартом NACE (Национальная ассоциация инженеров-коррозионистов) MR-01-76.

На рис. 5.20 – 5.23 представлены типичные штанговые насосы фирмы SBS (Австрия), широко распространенные в России. В производственной программе этой фирмы представлены популярные у потребителей втулочные насосы. Анализ конструкции насосов, выполненных по стандарту АНИ11АХ, показывает, что узел крепления вставных насосов унифицирован с узлом крепления всасывающего клапана невставного насоса. Если в ОСТ 26-16-06–86 всасывающий клапан невставного насоса крепится лишь за счет силы трения, то у насосов, выполненных по стандарту АНИ11АХ, крепление осуществляется с помощью манжетного или механического замка (см. рис. 5.22).

Интересно отметить, что механизм захвата и освобождения узла всасывающего клапана стандартом АНИ11АХ не регламентируется (так называемая факультативная конфигурация) и он может быть разработан фирмой-производителем самостоятельно. Так, у насоса SBS (см. рис. 5.23) данный узел выполнен байонетного типа.

Рассмотрим более подробно особенности конструкции штанговых насосов по стандарту АНИ11АХ.

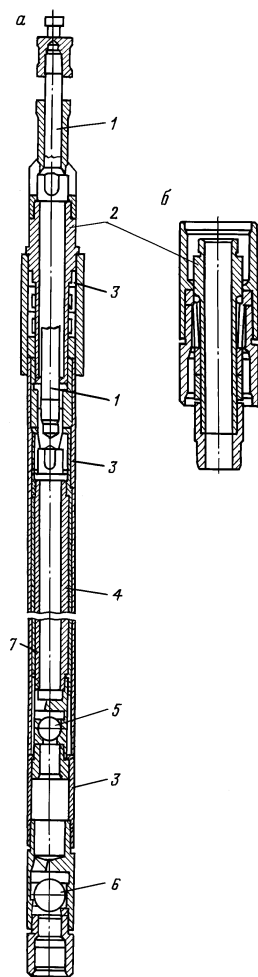


Рис. 5.20. Штанговый насос вставного типа с верхним креплением, по стандарту АНИ:

a – манжетная замковая опора; *б* – механическая замковая опора; *1* – шток; *2* – замок; *3* – удлинительная муфта; *4* – плунжер; *5* – нагнетательный клапан; *6* – всасывающий клапан; *7* – толстостенный цилиндр

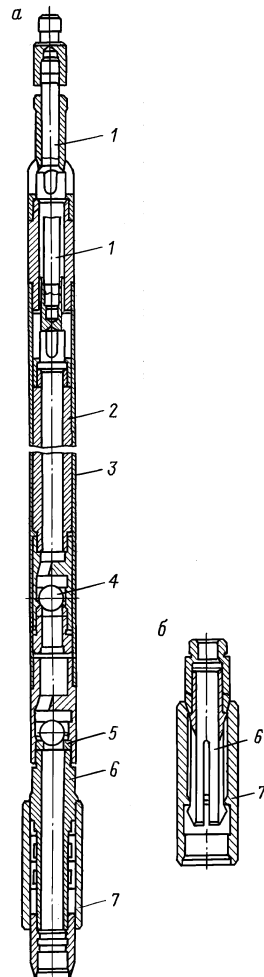


Рис. 5.21. Штанговый насос вставного типа с нижним креплением по стандарту АНИ:

a – манжетная замковая опора; *б* – механическая замковая опора; *1* – шток; *2* – плунжер; *3* – цилиндр; *4* – нагнетательный клапан; *5* – всасывающий клапан; *6* – замок; *7* – замковая опора

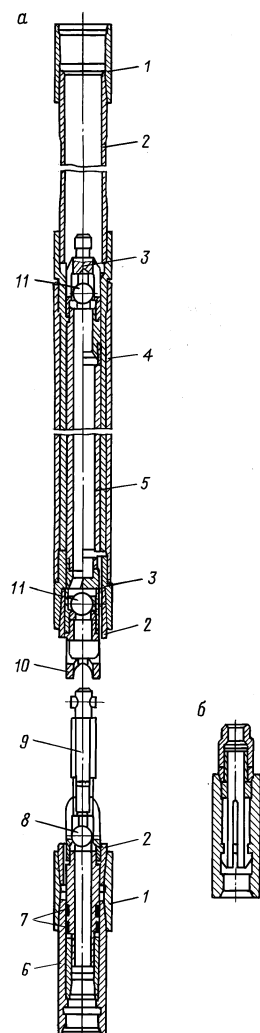


Рис. 5.22. Штанговый насос невставного типа с втулочным цилиндром, по стандарту АНИ:

a – с манжетным креплением узла всасывающего клапана; *б* – с механическим креплением узла всасывающего клапана; 1 – муфта; 2 – удлинительный клапан; 3 – переводник; 4 – кожух; 5 – втулка; 6 – седло конуса; 7 – манжета; 8 – всасывающий клапан; 9 – шток ловителя; 10 – ловитель; 11 – нагнетательный клапан

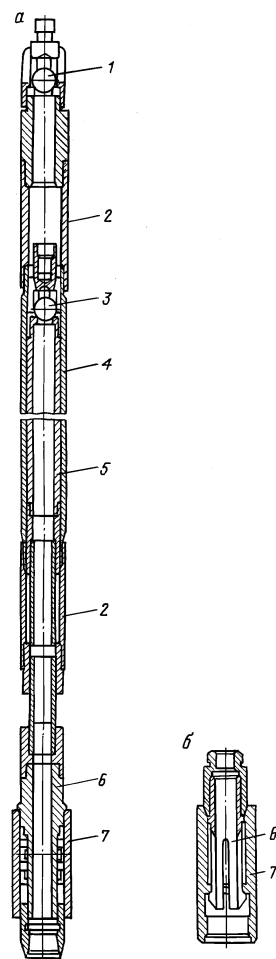


Рис. 5.23. Штанговый насос типа “неподвижный плунжер – подвижной цилиндр”, по стандарту АНИ:

a – манжетная замковая опора; *б* – механическая замковая опора; 1 – нагнетательный клапан; 2 – удлинительная муфта; 3 – всасывающий клапан; 4 – цилиндр; 5 – плунжер; 6 – замок; 7 – замковая опора

Цилиндры

Стандарт АНИ11АХ предусматривает выпуск трех основных типов цилиндров: толстостенных (рис. 5.24, *а*); толстостенных для плунжеров с мягким уплотнением (рис. 5.24, *б*); тонкостенных (рис. 5.24, *в*).

Толстостенные цилиндры могут применяться для насосов как вставного РН, так и невставного ТН типа. Внутренняя поверхность цилиндров насосов типов РН и ТН выполняется с жесткими допусками (прецизионно-хонингована), так как уплотнение осуществляется в паре трения металлический цилиндр – металлический плунжер. Наружный диаметр цилиндра насоса типа ТН стандартом не устанавливается, так как он вставлен в колонну НКТ. Предельное отклонение на внутренний диаметр цилиндров: верхнее $+0,05$ мм, нижнее $-0,00$ мм. Толщина стенки толстостенного цилиндра 6,0–6,5 мм.

При эксплуатации вставных насосов наружный диаметр цилиндра должен быть как можно меньше для беспрепятственного его пропуска в трубах НКТ до места установки. Исходя из этого, стандарт АНИ предусматривает выпуск тонкостенных

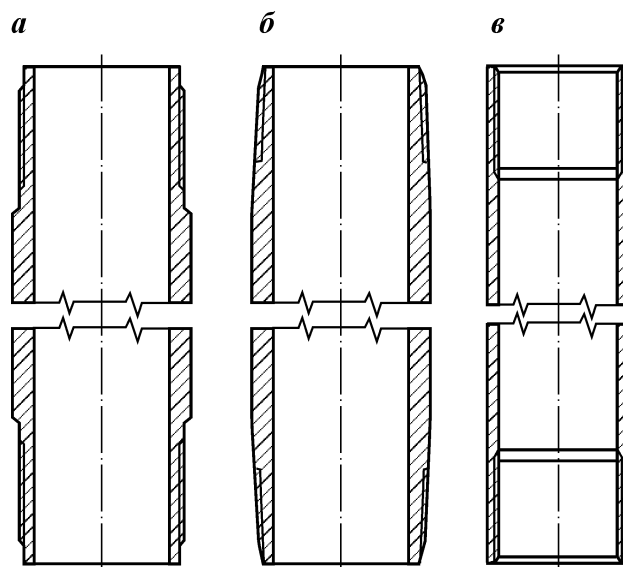


Рис. 5.24. Типы цилиндров, по стандарту АНИ:

а – толстостенный цилиндр; *б* – толстостенный цилиндр для плунжеров с мягким уплотнением; *в* – тонкостенный цилиндр

цилиндров для вставных насосов RW. Толщина стенки подобных цилиндров 3,0–3,5 мм. Например, для насосов условным диаметром 31,75 мм наружный диаметр толстостенного цилиндра составит 44,78 мм, а тонкостенного цилиндра 38,35 мм. Необходимо отметить, что многие фирмы за счет применения высокопрочных материалов могут выпускать цилиндры еще меньших наружных диаметров. Кроме того, выполнение тонкостенных цилиндров позволяет применять насосы больших диаметров, без перехода на другую колонну НКТ.

В последние годы, в связи с появлением новых уплотнительных материалов высокой износостойкости при работе в агрессивных средах, все большее распространение за рубежом получают насосы, у которых герметизация между плунжером и цилиндром осуществляется за счет применения различных уплотнений. При этом существенно снижаются требования к внутренней поверхности цилиндра и наружной поверхности плунжера, их изготовление значительно упрощается.

Стандартом АНИ предусмотрен выпуск толстостенных цилиндров для плунжеров с мягким уплотнением (см. рис. 5.24, б). Основное их отличие – это увеличение предельных отклонений на внутренний диаметр цилиндра: верхнее +0,16 мм, нижнее –0,06 мм. Материалы цилиндров стандартом АНИ не оговорены. Каждая фирма-производитель может выбирать материалы исходя из собственных соображений. Как правило, предлагается самый широкий спектр материалов, технологий упрочнений и покрытий. Длины цилиндров регламентированы и составляют 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 15, 16, 20, 24 фута (от 1,524 до 7,315 м).

Стандартом АНИ также предусмотрен для цилиндров насосов типа RH (вставной насос, с толстостенным цилиндром) выпуск удлинительных муфт. Это сделано для увеличения рабочей зоны цилиндра путем приближения длины хода плунжера к длине цилиндра, вплоть до незначительного выдвижения плунжера из цилиндра. При этом происходит равномерный износ цилиндра, на его внутренней поверхности не возникает буртов вследствие износа, отложения солей, которые могут привести к заклиниванию плунжера при последующем изменении длины его хода. Внутренний диаметр удлинительных муфт несколько больше, чем у цилиндра, например для насоса условным диаметром 31,75 мм внутренний диаметр удлинителя будет 32,5 мм, с предельным отклонением верхним +0,3 мм, нижним –0,0 мм.

Плунжеры

Плунжеры, выпуск которых предусмотрен стандартом АНИ11АХ, можно разделить на:

плунжеры с металлическим (рис. 5.25, 5.26, *а*) и мягким уплотнением (рис. 5.26, *б*);

плунжеры цельные (см. рис. 5.25, *а*, 5.26, *а*) и составные (см. рис. 5.25, *б*, 5.26, *б*);

плунжеры муфтового (см. рис. 5.26) и ниппельного (см. рис. 5.25) типов.

Выполнение различных форм поверхности плунжера остается за фирмой-производителем, поэтому стандарт не оговаривает плунжер с канавками, но оговаривает гладкий плунжер, у которого отсутствуют канавки.

В стандарте представлены составные плунжеры, хотя они и не получили большого распространения. В конструкциях плунжеров с мягким уплотнением не оговаривается механизм крепления элементов уплотнения на поверхности плунжера (так называемая факультативная конфигурация). Данный вопрос решается фирмой-производителем насосов самостоятельно. Стандартом также не оговариваются материал плунжера, требования к его поверхности и свойства применяемых уплотнений. Стандартными величинами являются наружный диаметр с предельным отклонением (верхним $+ 0,00$ мм и нижним

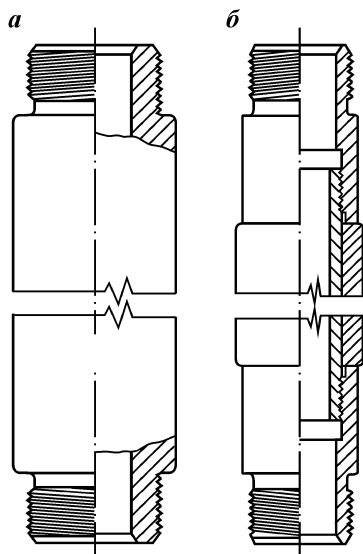


Рис. 5.25. Плунжеры ниппельного типа с металлическим уплотнением, по стандарту АНИ:

а — плунжер цельный; *б* — плунжер сборной конструкции

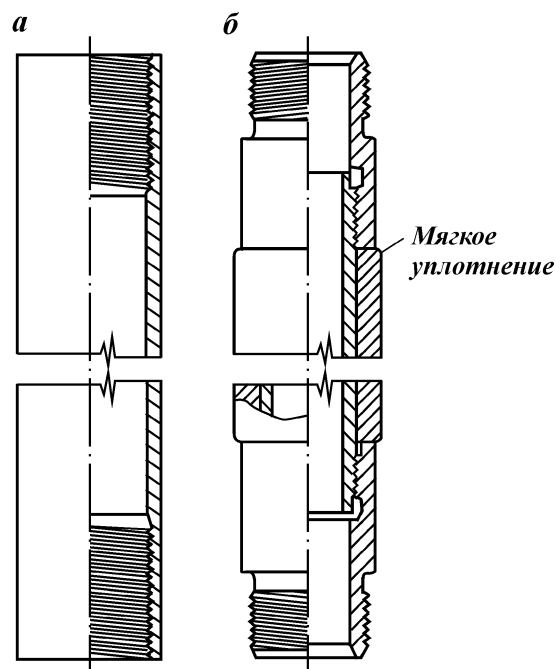


Рис. 5.26. Плунжер муфтового типа, по стандарту АНИ, с металлическим (÷) и мягким (·) уплотнением

– 0,013 мм), длина плунжера, диаметры присоединительных резьб. Стандарт предусматривает выпуск плунжеров наружными диаметрами 31,75; 38,1; 44,45; 45,2; 50,8; 57,15; 63,50; 69,85 мм.

Сравнение плунжеров по ОСТу и стандарту АНИ на примере насосов с условным диаметром 32,0 мм показывает, что диаметр плунжера насоса, выполненного по ОСТу, может оказаться в пределах от 31,9 до 32,425 мм с шагом 0,025 мм. По стандарту АНИ плунжер такого насоса будет иметь строго заданный диаметр 31,75 мм с верхним предельным отклонением +0,00 мм, нижним – 0,013 мм. Подобные отклонения означают, что все возможные размеры данных плунжеров должны укладываться в интервале от 31,75 мм до $31,75 - 0,013 = 31,737$ мм (рис. 5.27). Таким образом, максимально возможный диаметр цилиндра $31,75 + 0,05 = 31,8$ мм, минимально возможный диаметр плунжера $31,75 - 0,013 = 31,737$ мм. Максимальный зазор между плунжером и цилиндром составит $31,8 - 31,737 =$

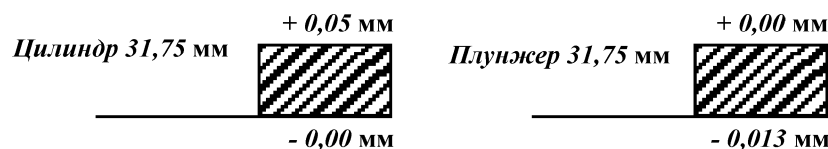


Рис. 5.27. Допуски на цилиндр и плунжер насоса диаметром 32,0 мм, по стандарту АНИ

Таблица 5.15

Зазор, мм	Допуск, мм	Диапазон зазоров, мм
0,025	+0,063	0,025–0,088
0,050		0,050–0,113
0,075		0,075–0,138
0,100		0,100–0,163
0,125		0,125–0,188

= 0,063 мм, что соответствует 1 группе посадки по ОСТу. Стандарт АНИ11АХ не предусматривает группы посадки насосов, зазоры указываются покупателем индивидуально и изготавливаются в любом диапазоне. Например, если в заказе указан зазор 0,025 мм, это значит, что у изготовленных насосов фактические зазоры будут изменяться в пределах от 0,025 до 0,025 + 0,063 = 0,088 мм.

ОАО «Ижнефтемаш», выпускающее насосы по лицензии австрийской фирмы SBS, предусмотрело 5 групп зазоров (табл. 5.15).

В стандарте указывается полезная (т.е. контактирующая с цилиндром) длина плунжера в полных футах. На выполнение присоединительных резьб предусмотрено 3 дюйма длины плунжера. Например, если плунжер имеет полезную длину 2 фута, то его полная длина составит 2 фута + 3 дюйма = 27 дюймов.

По каталогам фирмы SBS [14] плунжеры изготавливают из различных материалов (незакаленная и закаленная углеродистая сталь, с покрытием хрома и др.), в качестве уплотнительных элементов могут быть использованы уплотнительные кольца или манжеты из кожи, прорезиненной ткани, а также различные полимеры.

Клапанные узлы

Пара шарик – седло (рис. 5.28) имеет следующие размеры по стандарту АНИ11АХ: диаметр шарика D , высота седла H , наружный диаметр седла OD , диаметр фаски седла FZ .

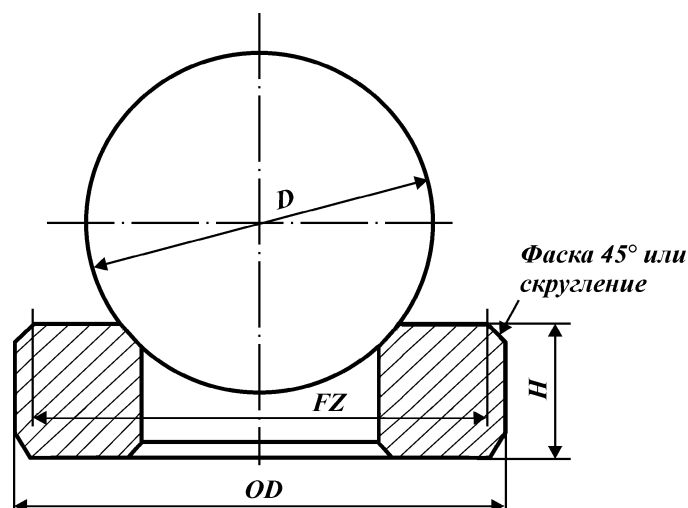


Рис. 5.28. Пара шарик – седло, по стандарту АНИ11АХ

В отличие от ОСТа стандарт АНИ не регламентирует соотношение диаметра отверстия седла и шарика, данный параметр остается на усмотрение фирмы-изготовителя. Стандартные диаметры шариков 19,05; 23,83; 28,58; 31,75; 34,93 и 42,88 мм, высота седла для всех диаметров шарика 12,7 мм, наружный диаметр седла 23,32; 29,67; 35,26; 37,54; 43,69; 51,05 мм, с предельными отклонениями: верхним + 0,00, нижним – 0,013 мм, диаметр фаски седла ограничивается по максимуму 22,66; 28,22; 33,81; 36,09; 41,43; 48,79 мм. На наружной стороне седла стандарт АНИ допускает выполнение фаски под углом 45° или скругления радиусом по усмотрению изготовителя. Материал стандартом не указывается, но по данным каталогов фирмы SBS могут применяться как нержавеющие стали, так и стали из карбид-вольфрама в виде вставок или материала самого шарика и седла [14].

Стандарт АНИ предусматривает выпуск открытых и закрытых корпусов клапанов (рис. 5.29), причем цельнометаллических. На закрытых корпусах могут быть и лыски под ключ, но не обязательно, это остается на усмотрение изготовителя. Внутренние размеры корпусов, где движется шарик, стандартом не регламентируются, указывается лишь, что размеры и конфигурация их должны обеспечивать зазор для шарика и прохода жидкости. Стандартом задаются наружный диаметр

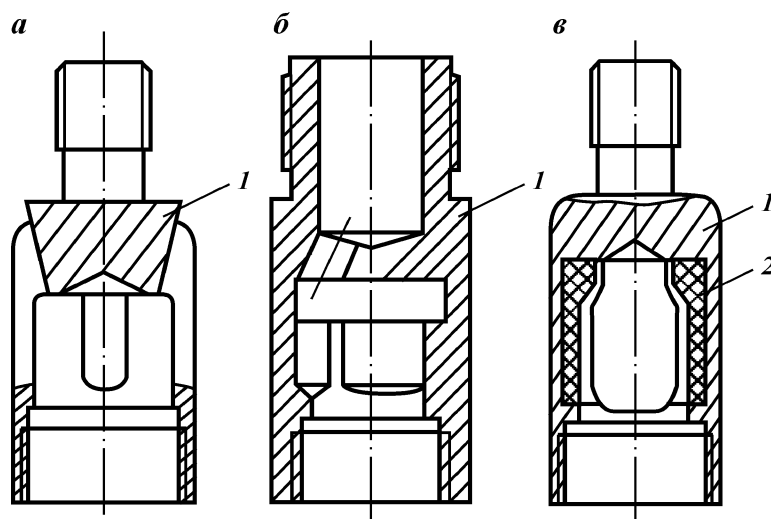


Рис. 5.29. Открытый и закрытый корпус клапана, по стандарту АНИ11АХ:
а, б – обычного исполнения; *в* – покрытые резиной; *1* – корпус; *2* – резиновое покрытие

корпуса и присоединительные размеры, причем тип резьбы не указывается.

Известно, что при работе клапанного узла корпус интенсивно изнашивается вследствие контакта с движущимся шариком, особенно при откачке жидкостей с большим содержанием механических примесей. Исходя из этого, изготовители могут покрывать внутреннюю поверхность корпуса резиной или же применять специальные коррозионно-стойкие вставки [14].

Стандартом АНИ, в отличие от отечественного стандарта, не предусматривается выпуск клеток, они выполняются заодно с корпусом.

Замковые опоры

Крепление вставных насосов по стандарту АНИ11АХ может быть двух типов: манжетного и механического. Первый тип крепления считается основным, его еще называют “замок с манжетами “плюс 30”. Такое название этот тип получил вследствие того, что наружный диаметр манжет в свободном состоянии больше внутреннего диаметра замковой опоры на 0,030 дюйма, или 0,76 мм (рис. 5.30, *а*).

Подобное выполнение манжет позволяет осуществлять предварительное крепление насоса в момент его пуска за счет

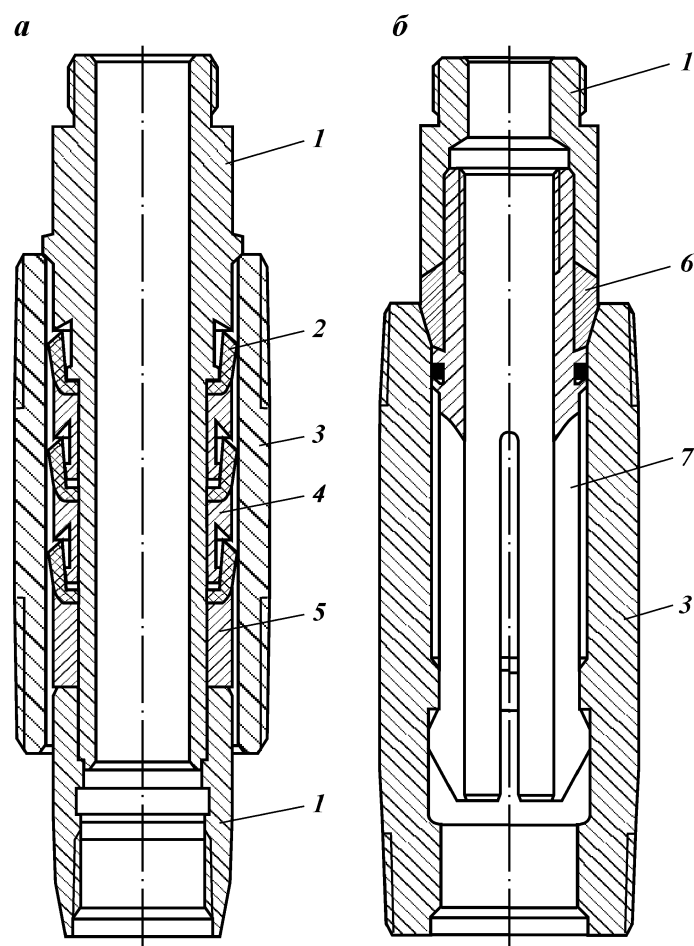


Рис. 5.30. Типы креплений вставных насосов и узла всасывающего клапана не-вставного насоса, по стандарту АНИ:

a – манжетное; *б* – механическое; 1 – переводник; 2 – посадочная манжета; 3 – замковая опора; 4 – опорное кольцо; 5 – гайка-манжета; 6 – конус; 7 – плунжерный якорь

силы трения манжет о замковую опору. При этом манжеты являются элементом герметизации для разобщения области всасывания от области нагнетания. Манжетные замковые опоры могут выпускаться как для крепления насоса вверх (см. рис. 5.20), так и внизу (см. рис. 5.21).

Стандартом предусмотрены механические замковые опоры двух основных типов: для верхнего (см. рис. 5.20) и нижнего (см. рис. 5.30, б) крепления. Предварительное удержание насоса осуществляется за счет пружины, а уплотнение – за счет специального уплотнительного кольца из металла. Основное отличие механического замка верхнего крепления стандарта АНИ от ОСТА в том, что в первом случае пружина замка расположена на насосе, а во втором – на трубах НКТ. Расположение пружины на насосе позволяет осуществлять ее замену без подъема труб в случае слома перьев пружины, что достаточно часто встречается на практике.

5.4. Насосные штанги

Насосные штанги, свинченные в штанговую колонну, передают возвратно-поступательное движение от точки подвеса штанг поверхностного привода к плунжеру насоса.

Штанга представляет собой стальной стержень круглого сечения диаметром 12, 16, 18, 22, 25 мм, с высаженными концами. На концах штанги имеется участок квадратного сечения для захвата под ключ при свинчивании-развинчивании, и выполнена резьба метрическая специальная, причем резьба накатывается. Штанги соединяются между собой муфтами.

ГОСТ 13877–80 предусматривает изготовление штанг номинальной длиной 8000 мм. Для подбора необходимой длины подвески колонны изготавливаются укороченные штанги длиной 1000, 1200, 1500, 2000 и 3000 мм.

Для соединения штанг одинаковых размеров выпускают соединительные муфты, а штанг разных размеров – переводные муфты. Муфты каждого типа изготавливают в двух исполнениях: с лысками под ключ и без них.

Муфты из стали марок 40 и 45 подвергают поверхностной закалке током высокой частоты (ТВЧ). Для тяжелых условий эксплуатации муфты изготавливают из легированной стали марки 20Н2М.

Штанги поставляют с навинченными на один конец муфтами. Открытая резьба штанги и муфты защищается колпачками или пробками.

Для изготовления насосных штанг (табл. 5.16) используют сталь следующих марок:

40, нормализованная и нормализованная с последующим поверхностным упрочнением нагревом ТВЧ;

Таблица 5.16

Характеристика материалов отечественных насосных штанг

Показатель	Сталь марки				
	40	20Н2М	30ХМА	15НЗМА	15Х2НМФ
Предел прочности при растяжении, МПа	570	630	610	650	700
Предел текучести, МПа	320	520	400	500	630
Относительное сужение, %	45	65	62	60	63
Твердость по Бринелю	217	260	229	229	255

20Н2М (никель-молибденовая), нормализованная, нормализованная с последующим поверхностным упрочнением нагревом ТВЧ или нормализованная с последующей объемной закалкой и высоким отпуском;

15НЗМА, нормализованная с последующим поверхностным упрочнением нагревом ТВЧ;

15Х2НМФ, закалка и высокий отпуск или нормализация и высокий отпуск;

30ХМА, нормализованная с последующим высоким отпуском и упрочнением нагревом ТВЧ.

В начале 70-х годов разработаны стеклопластиковые насосные штанги (СПНШ) для использования в скважинах с коррозионно-активной средой. Конструкция их аналогична стальным. Основная особенность – при одинаковой прочности они в 3–4 раза легче стальных, но в 2–3 раза эластичнее. Обычно их используют (в сочетании со стальными) в глубоких скважинах (более 2000 м).

Производители – зарубежные фирмы, связанные с производством фибerglassа, и отечественные заводы, выпускающие стекловолокна.

Полые штанги предназначены для передачи движения от головки балансира станка-качалки плунжеру скважинного насоса при непрерывной или периодической подаче в полость насосных труб ингибиторов коррозии, ингибиторов против отложения парафина, растворителей парафина, теплоносителей, деэмульгаторов, жидкости гидрозащиты насоса. Продукция скважины при этом может отбираться как по центральному каналу полых штанг, так и по кольцевому пространству между полыми штангами и НКТ.

Техническая характеристика полых штанг

Диаметр наружный, мм.....	42
Толщина стенки, мм.....	3,5
Диаметр наружной муфты, мм.....	57

Длина штанги, мм:	
полномерной	6000
укороченной	1000, 1500, 2000
Масса полномерной штанги, кг.....	25
Допускаемое поверхностное напряжение, МПа.....	80

При применении полых штанг изменяется конструкция оборудования устья скважин, в состав которого входят устьевой сальник для полых штанг, устьевой полый шток, трубопровод шарнирный, рукав высокого давления и др.

Штанговая колонна работает в тяжелых условиях, на нее действуют агрессивная скважинная среда и переменные нагрузки, приводящие к накоплению усталостных явлений в штанговой колонне. Кроме этого, колонна штанг изнашивается вследствие трения об НКТ при эксплуатации в наклонно направленных скважинах.

На штанговую колонну действуют следующие нагрузки:

статические – вес штанговой колонны с учетом силы плавучести и вес столба жидкости над плунжером высотой от динамического уровня жидкости, за вычетом объема, занимаемого штанговой колонной;

динамические – силы инерции движущихся масс штанговой колонны и жидкости, так как их движение осуществляется с ускорением, а также силы вибрации, обусловленные волновыми явлениями, возникающими в штанговой колонне при работе насоса.

При работе штанговой колонны в наклонно направленных скважинах и при откачке высоковязких жидкостей, эмульсий необходимо учитывать силы трения штанговой колонны о трубы и жидкость, так как их значение может быть соизмерено с весом колонны.

Наибольшие растягивающие напряжения действуют в верхней части колонны, наименьшие – в нижней. Однако в нижней части колонны могут возникнуть и сжимающие напряжения при ходе вниз при откачке вязких жидкостей и эмульсий. Это отрицательно влияет на долговечность работы штанговой колонны, поэтому в этих условиях данный участок усиливают, т.е. применяют тяжелые штанги или штанги большего диаметра.

Возможно применение и специальных насосов с утяжелителем низа штанговой колонны.

Разрушение штанговой колонны носит усталостный характер. Промысловый опыт показал, что чаще всего штанга обрывается на участках 25–35 см, прилегающих к головкам, т.е. там, где максимальные концентраторы напряжений и где мо-

жет возникнуть изгибающий момент от возможной несоосности тела и головки штанги.

Долговечность штанг снижается при работе в коррозионной среде.

За рубежом штанги и муфты к ним выпускаются по стандарту АНИ11В. Согласно данному стандарту насосные штанги различают лишь по показателям прочности на растяжение. Выбор материала, методов упрочнения, технологических приемов изготовления, повышающих надежность штанги, стандартом не оговорены и оставлены на усмотрение изготовителя. Последнее особенно сильно влияет на долговечность работы штанговой колонны, поэтому при приобретении штанг этому необходимо уделять особое внимание. По показателям прочности стандарт АНИ разделяет штанги на классы.

Класс АНИК. Предел прочности на растяжение – минимум 85 000 фунтов на квадратный дюйм (590 МПа), максимум 115 000 фунтов на квадратный дюйм (790 МПа).

Класс АНИС. Предел прочности на растяжение – минимум 90 000 фунтов на квадратный дюйм (630 МПа), максимум 115 000 фунтов на квадратный дюйм (790 МПа).

Класс АНИД. Предел прочности на растяжение – минимум 115 000 фунтов на квадратный дюйм (790 МПа), максимум 140 000 фунтов на квадратный дюйм (969 МПа).

Обычно применяются углеродисто-марганцевые стали для класса С, никелемолибденовые улучшенные стали для класса К и хромомолибденовые улучшенные стали для класса Д.

Квадрат штанги маркируется твердым штампом, где указывается фирменный знак изготовителя, обозначение стандарта, класс АНИ, код идентификации расплава, месяц и год изготовления.

На рис. 5.31 представлен общий вид штанги, а в табл. 5.17 даны размеры штанги по стандарту АНИ11В [14].

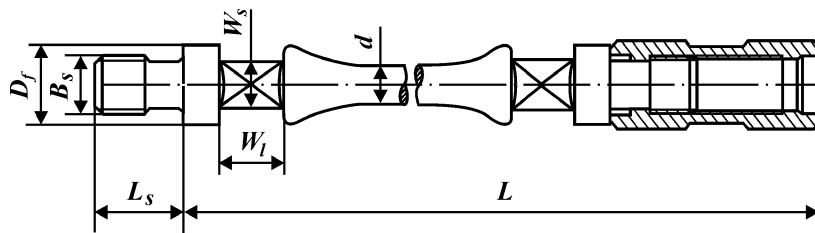


Рис. 5.31. Насосные штанги, по стандарту АНИ [14]

Таблица 5.17

Номинальный размер				Размер под ключ** W_s , мм	Длина лыски под ключ W_i , мм	Диаметр бурта D_f , мм	Номинальный диаметр резьбы B_s , мм	Длина ниппеля L_s , мм
Диаметр штанги d		Длина штанги L^{**}						
дюймы	мм	футы	мм					
$\frac{5}{8}$	15,9	25 или 30	7620 или 9140	22,2	31,75	31,75	23,8	31,75
$\frac{3}{4}$	19,0	25 или 30	7620 или 9140	25,4	31,75	38,1	26,99	36,5
$\frac{7}{8}$	22,2	25 или 30	7620 или 9140	25,4	31,75	41,28	30,16	41,28
1	25,4	25 или 30	7620 или 9140	33,3	38,1	50,8	34,52	47,63
$1\frac{1}{8}$	28,6	25 или 30	7620 или 9140	38,1	41,28	57,2	39,69	53,98
<div>* Допуск ± 2 дюйма (50,8 мм).</div> <div>** Допуск $\pm 0,8$ мм.</div>								

Стандартом предусмотрен выпуск штанг для подгонки колонны (ropu gods) длинами 2, 4, 6, 8, 10 и 12 футов (61, 122, 183, 244, 305, 366 см).

Резьбы готовых для отгрузки штанг смазываются специальной смазкой и защищаются пластмассовыми колпачками и заглушками.

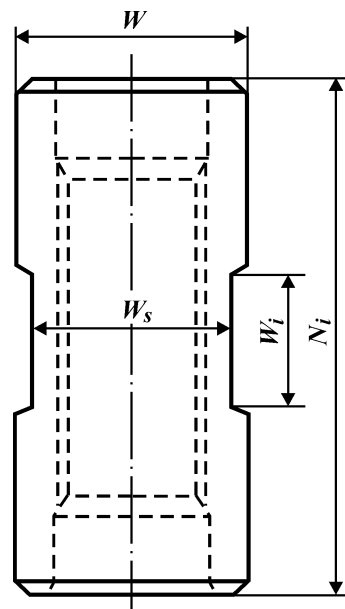
По стандарту АНИ предусмотрен выпуск муфт, которые могут выполняться с лыской под ключ или без нее (рис. 5.32, табл. 5.18).

Видно, что для штанг $\frac{5}{8}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{7}{8}$ и 1,0 дюйма длина муфты одинакова – 101,6 мм (4 дюйма). Ниппельная же часть штанги при этом увеличивается. Поэтому при смазывании резьбовых соединений внутренняя полость муфты может переполниться смазкой, что препятствует свинчиванию соединения. Поэтому обильная смазка резьбовых соединений не рекомендуется.

На долговечность штанговой колонны большое влияние оказывает момент свинчивания резьбового соединения. Прочность резьбового соединения должна быть не меньше прочности тела штанги.

Правильно свинченное резьбовое соединение должно создавать на упорных торцах муфты и ниппеля такие сжимающие

Рис. 5.32. Муфта, по стандарту АНИ [14]



напряжения, чтобы при работе соединения в скважине максимально возможное растягивающее усилие в штангах не могло разжать и раскрыть стык. При сборке соединения необходимо очищать и смазывать резьбу. Как указывается в работе [14], это сильно влияет на правильность сборки соединения, так как из 100 % крутящего момента лишь 10 % расходуется на создание сжимающих напряжений, остальные – на трение.

Для правильного свинчивания колонны необходимо применять специальные механические ключи. Свинчивание вручную штанговой колонны не позволяет достичь требуемых моментов.

Таблица 5.18

Размеры муфты, по стандарту АНИ [14]

Диаметр штанги		Наружный диаметр W , мм	Длина N_i , мм	Размер под ключ W_s , мм	Длина лыски под ключ W_i , мм	Масса муфты, кг
дюйм	мм					
$\frac{5}{8}$	15,9	38,1	101,6	34,9	31,8	0,60
$\frac{3}{4}$	19,0	41,3	101,6	38,1	31,8	0,70
$\frac{7}{8}$	22,2	46,0	101,6	41,3	31,8	0,85
1	25,4	55,6	101,6	47,6	38,1	1,10
$1 \frac{1}{8}$	28,6	60,3	114,3	53,99	41,3	2,00

Например, для штанги $7/8$ дюйма необходимый крутящий момент составляет по данным [14] около 70 кг·м, или при длине рукоятки ключа 0,5 м усилие, прикладываемое рабочим, должно быть не менее 140 кг, что невозможно при серийных операциях.

Как уже указывалось ранее, на долговечность работы колонны большое влияние оказывает технология производства штанги и применяемые при изготовлении методы упрочнения, особенно состояние наружной поверхности тела штанги. Изготовление штанг без упрочнения может привести к образованию микротрещин на теле штанги, которые выступают концентраторами напряжений и очагами коррозии.

Появление микротрещин может происходить вследствие неосторожного обращения со штангами в процессе их транспортировки, спускоподъемных операциях и др. Поэтому существуют специальные требования стандарта АНИ по обращению со штангами [14].

Правила обслуживания и обращения с насосными штангами.

1. При транспортировке и эксплуатации штанг необходимо, чтобы штанги и их концы не ударялись ни обо что, могущее вызвать вмятины или изгиб штанг. Повреждение резьбы предупреждается путем установки предохранительных колпачков и заглушек. Вмятины, искривления или изгиб штанг считаются неисправимыми дефектами и требуют забраковки штанг.

2. Штанги следует по возможности транспортировать и складировать в упаковке до момента установки их в скважине. Для распаковки штанг необходимо пользоваться подходящим инструментом, не повреждающим штанги. В особенности следует опасаться изгиба штанг.

3. Ни в коем случае нельзя бить молотком по предохранительным колпакам резьбы муфты или по самим муфтам, по высаженным концам или лыскам под ключ. Единственный удар может повредить любую часть штанги или муфты настолько, что возникает опасность ее преждевременного разрушения.

4. На эксплуатационную вышку или мачту агрегата штанги следует затаскивать поштучно, с особой внимательностью, следя, чтобы штанги не ударялись о землю, мостки либо другую часть вышки или мачты. Кроме того, необходимо предупредить чрезмерное изгибание штанг во время их затаскивания.

5. Для предотвращения неправильного свинчивания необходимо установить вышку или мачту агрегата таким образом, что-

бы штанга находилась точно над центром скважины, когда она свободно висит на элеваторе.

6. Когда резьба ниппеля штанги попадает на муфту, штанга должна висеть совершенно прямо, чтобы предупредить косую посадку резьбы. В случае косой посадки необходимо разъединить соединение и обработать ниппель плашкой, а муфту – метчиком. Затем очистить резьбы, проконтролировать их состояние и вновь смазать.

7. Если для свинчивания или развинчивания штанговых соединений применяются ручные ключи, следует применять только ключи, пригодные для данной работы. Для свинчивания, например, рекомендуют применять два ключа с рукоятками соответствующей длины. Как правило, три или четыре сильных удара опытного рабочего дают достаточный крутящий момент.

8. С целью достижения наилучшего равномерного вращающего момента рекомендуется применять пневматические или гидравлические штанговые ключи. При помощи этих ключей удается прикладывать равномерный момент свинчивания. Не допускается многократная перестановка ключа после попадания опорных поверхностей друг на друга, потому что этим создаются вращающие моменты, значительно превышающие расчетные.

9. Для получения удовлетворительного свинчивания резьбовых соединений насосных штанг, резьбы должны быть чистыми, без повреждений и хорошо смазанными. Резьбы должны легко свинчиваться до упора, чтобы передаваемый вращающий момент создавал предварительную затяжку, предотвращающую разъединение контактных поверхностей во время работы насоса.

10. Важнейшее значение имеет техническое состояние автоматических ключей. Крайне важно периодически контролировать все моментометры и общее состояние всего ключа в целом, потому что в ином случае могут получиться совершенно другие результаты.

11. При разъединении соединений (в особенности ручными ключами) ни в коем случае нельзя ударять молотком по штанге и муфте. Если не удастся разъединить соединение обычным путем, следует пользоваться соответствующими ключами с рукоятками и удлинителями.

12. Каждую муфту, по которой ударяли молотком, следует отбраковать. Перекручивание соединения повреждает опорные поверхности муфты и штанги, кроме того, могут произойти срыв резьбы ниппеля и образование трещин на закаленных поверхностях.

13. При свинчивании следует обращать внимание на то, чтобы муфта плотно прилегала к бурту штанги. В случае отсутствия плотного прилегания необходимо разъединить соединение, очистить, проконтролировать и вновь смазать.

14. Если штанговая колонна демонтируется, то перед повторным монтажом штанги следует тщательно проконтролировать на дефекты. Штанги с насечками, искривленные или изогнутые, имеют неисправимые дефекты и должны быть забракованы.

15. При развинчивании соединения нельзя повреждать резьбы и бурты.

16. Если нет устройства для подвески штанг на вышке или мачте, демонтаж производится по одной штанге с последующей укладкой без провисания. При этом следует действовать с такой же осторожностью, что была указана выше относительно обращения с новыми штангами.

Для длительной работы штанговой колонны необходимо уметь правильно ее рассчитать и подобрать. За рубежом получили распространение различные методы расчета штанговых колонн. За критерии выбора штанговой колонны берутся следующие показатели:

штанговая колонна должна быть легкой и прочной и выдерживать переменные нагрузки;

штанговая колонна не должна сильно растягиваться при нагружении, так как это ведет к увеличению потерь хода плунжера, а также к увеличению динамических нагрузок, действующих на нее;

штанговая колонна с большой долей вероятности должна обеспечивать безаварийную работу в течение заданного срока эксплуатации.

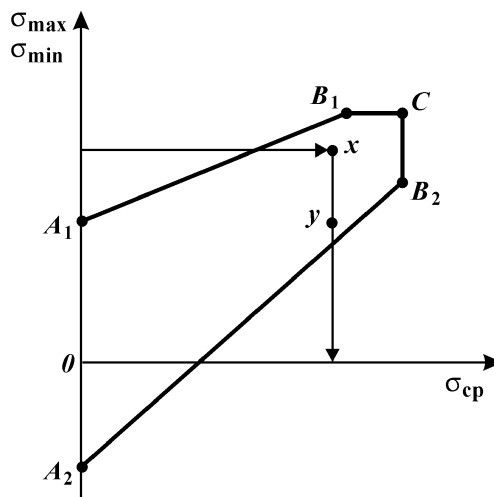
Известно, что разрушение штанговой колонны носит усталостный характер, поэтому большее распространение получили методы расчета, основанные на расчете на усталость.

Расчет на усталость с помощью диаграммы Смита

Диаграмму Смита получают при испытаниях рассчитываемых штанг в средах, близких к скважинным. Диаграмма (рис. 5.33) представляет собой замкнутый многоугольник и состоит из двух ломаных линий: A_1, B_1, C , соответствующей зависимости σ_{\max} от $\sigma_{\text{ср}}$, и A_2, B_2, C , соответствующей зависимости σ_{\min} от $\sigma_{\text{ср}}$.

Принцип расчета штанговой колонны с помощью диаграммы Смита следующий. Для конкретной скважины и выбранного

Рис. 5.33. Диаграмма предельных напряжений (диаграмма Смита) для расчета штанговых колонн



режима эксплуатации ШСНУ рассчитываются максимальная P_{\max} и минимальная P_{\min} нагрузки в точке подвеса штанг по известным зависимостям или определяются по динамограммам. Затем задаются диаметр штанги и ее тип в интервале расчета. После этого определяются $\sigma_{\max} = P_{\max}/f_{\text{шт}}$ (где $f_{\text{шт}}$ — площадь поперечного сечения штанги); $\sigma_{\min} = P_{\min}/f_{\text{шт}}$; $\sigma_{\text{ср}} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$. Имеющиеся значения σ_{\max} , σ_{\min} , $\sigma_{\text{ср}}$ наносят на диаграмму Смита и получают две точки — x с координатами $(\sigma_{\max}, \sigma_{\text{ср}})$ и y с координатами $(\sigma_{\min}, \sigma_{\text{ср}})$. Если эти точки x и y оказываются внутри замкнутого многоугольника, то штанговая колонна подобрана верно. Если же обе точки или даже одна из них окажется вне многоугольника, то штанга выбрана неверно, т.е. необходимо или увеличить диаметр штанги, или же оставить тот же диаметр, но изменить тип (материал, методы упрочнения и так далее).

При расчетах может применяться диаграмма Фишера, представляющая собой упрощенную диаграмму Смита.

Расчет штанговой колонны по диаграмме МКЖ (Мура — Коспера — Яспера)

Многие фирмы, производящие штанги, для расчета штанговых колонн представляют зависимость допускаемых напряжений $\sigma_{\text{доп}}$ для штанг конкретных типов в функции от коэффициента асимметрии цикла (рис. 5.34)

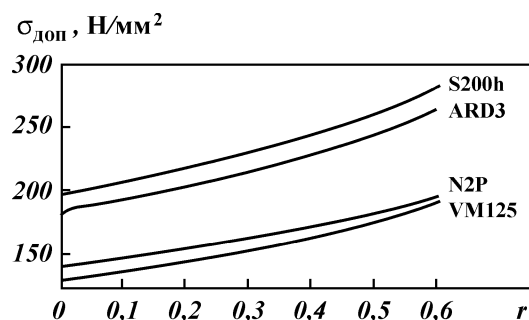


Рис. 5.34. Максимальные допустимые напряжения в зависимости от коэффициента асимметрии цикла для штанг различных типов при их работе во внекоррозионной среде (штанги производства SBS, Австрия) [14]

$$r = P_{\min} / P_{\max}.$$

Диаграммой пользуются следующим образом. Для конкретных скважинных условий находят (аналогично предыдущему случаю) P_{\max} и P_{\min} . Затем рассчитывается коэффициент r . На диаграмме для выбранного типа штанг определяется допустимое напряжение $\sigma_{доп}$. Затем рассчитывается σ_{\max} для выбранного диаметра штанг. Производится сравнение σ_{\max} и $\sigma_{доп}$. Если σ_{\max} меньше $\sigma_{доп}$, то выбор сделан правильно, если нет, то расчет следует повторить для другого диаметра или типа штанг.

Таким образом, при использовании штанг зарубежного производства и расчете колонн зарубежными методами необходимы вышеприведенные зависимости или другие аналогичного типа, содержащие информацию о предельных значениях допускаемой нагрузки $\sigma_{доп}$ в зависимости от σ_{\max} , σ_{\min} , амплитуды напряжений, а также о материале штанг, видах упрочнений и скважинных условий.

5.5. Выбор насосного оборудования и режима работы штанговых установок

При эксплуатации штанговых насосных установок возникает ряд проблем, связанных с обеспечением, с одной стороны, максимального дебита скважин, а с другой — достаточной надежности в работе оборудования.

Один и тот же дебит скважины в общем случае можно обеспечить множеством различных режимов работы насосного оборудования. Среди этого множества существует и оптимальная область, индивидуальная для каждой конкретной скважины.

Задача выбора насосного оборудования и режима откачки сводится к максимизации дебита скважины.

Расчет максимально возможных отборов жидкости из скважины при сохранении достаточной надежности работы насосного оборудования определяется условием совместной работы системы пласт – насос – лифт:

$$\begin{cases} Q_{\text{пл}} = K_{\text{пр}}(p_{\text{пл}} - p_{\text{заб}}); \\ Q_{\text{п}} = f(H, \Delta l, q_{\text{т}}, \eta), \end{cases} \quad (5.1)$$

где $Q_{\text{пл}}$ – приток жидкости из пласта; $K_{\text{пр}}$ – коэффициент продуктивности скважин; $p_{\text{пл}}$ – пластовое давление; $p_{\text{заб}}$ – забойное давление; $Q_{\text{п}}$ – фактическая подача насоса; H – глубина спуска насоса по вертикали; Δl – удлинение ствола скважины в месте подвески насоса (для наклонных скважин); $q_{\text{т}}$ – теоретическая подача насоса; η – коэффициент подачи насоса.

Для прогнозирования решают систему уравнений (5.1), первое из которых описывает приток жидкости из пласта, а второе – подачу насосной установки. Основную сложность при решении системы вызывает второе уравнение, несмотря на то, что имеется детерминированная математическая модель для прогнозирования подачи штанговой установки. В силу ряда причин в настоящее время эта модель не может быть использована для проведения расчетов с приемлемой для практики точностью. Так, например, для определения утечек жидкости в плунжерной паре А.М. Пирвердяном разработана формула для ламинарной и турбулентной областей. Однако, как правило, не известен зазор между плунжером и цилиндром насоса, а группа посадки, приведенная в паспорте насоса, зачастую не соответствует фактическому зазору, как установлено А.А. Ишмуразиным. Экспериментальных работ, вносящих ясность, что протекает через зазор – нефть, вода или эмульсия, в зависимости от обводненности и реологических свойств откачиваемой продукции, не проводилось. Также обстоят дела с расчетом утечек через клапаны, влияния деформации штанг, труб и т.д.

Поэтому для более надежного прогнозирования подачи глубинного насоса А.Н. Адонин рекомендует учитывать не поддающиеся расчету объемные потери на основании статистических данных по скважинам залежи. В последующем Ю.Г. Валишин подтвердил эту рекомендацию, получив зависимость коэффициента подачи для СШН на Арланском месторождении.

Исходя из этих предпосылок, для описания зависимости коэффициента подачи насоса от давления в приеме используют уравнение [25]

$$\eta = \frac{p_{\text{пр}}}{c + kp_{\text{пр}}}, \quad (5.2)$$

где $p_{\text{пр}}$ – давление на приеме насоса; c, k – эмпирические коэффициенты.

Для каждого месторождения определяют свои значения на основе обработки промысловых данных путем построения зависимости коэффициента подачи насоса от давления на его приеме.

Решая систему уравнений (5.1) с учетом (5.2), получаем

$$Q_{\text{ож}} = K_{\text{пр}}(p_{\text{пл}} - p_{\text{м}} - p_{\text{пр}}),$$

где

$$\begin{aligned} p_{\text{м}} &= 0,1(H_{\text{скг}} - H_{\text{н}})\rho_{\text{см}}; \\ p_{\text{пр}} &= \frac{-b + \sqrt{b^2 + 4kK_{\text{пр}}^2 c \Delta p}}{2K_{\text{пр}}}; \\ b &= cK_{\text{пр}} + q_{\text{т}} - K_{\text{пр}}; \end{aligned} \quad (5.3)$$

$$\Delta p = p_{\text{пл}} - 0,1(H_{\text{ска}} - H_{\text{н}})\rho_{\text{см}} - p_{\text{у}};$$

$H_{\text{ска}}$ – глубина до верхних отверстий перфорации по вертикали; $p_{\text{у}}$ – давление на устье скважины; $\rho_{\text{см}}$ – плотность откачиваемой жидкости ниже приема насоса;

$$q_{\text{т}} = 1440 \frac{\pi D^2}{4} S n; \quad (5.4)$$

D – диаметр плунжера насоса; S – длина хода полированного штока; n – число качаний головки балансира.

Значения параметров (5.4) определяют режим работы насосной установки.

На рис. 5.35 приведен пример графического решения уравнения (5.1) для трех гипотетических скважин с одинаковым пластовым давлением и различными коэффициентами продуктивности.

Выбор режима откачки и типа оборудования производится с учетом следующих основных требований:

при выборе типа приоритетом пользуются штанговые насосы вставного исполнения, а при наличии осложняющих условий (отложения парафина, гипса, солей, коррозионность среды) следует применять невставные насосы;

искривление ствола скважины в месте установки насоса не

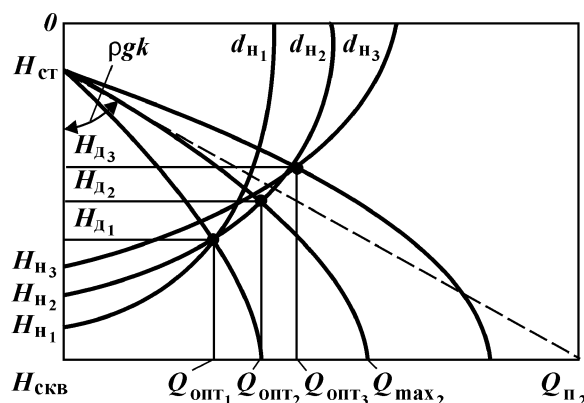


Рис. 5.35. Диаграмма Q–H совместной работы пласта и насосной установки:
 H_n – глубина подвески насоса; d_n – диаметр штангового насоса; $Q_{опт}$ – дебит скважины для насосов разных диаметров; $Q_{мах}$ – максимальный дебит скважины; Q_n – потенциальный дебит скважины; $H_{ст}$ – статический уровень жидкости; H_d – динамический уровень жидкости; $H_{свп}$ – глубина продуктивного пласта

должно превышать 2° на 10 м; угол наклона должен быть не более 42° . В противном случае глубина подвески насоса должна быть уменьшена шагом, соответствующим шагу инклинограммы;

заданная подача насоса обеспечивается наибольшей длиной хода станка-качалки, наименьшим диаметром насоса и числом качаний.

Соблюдение указанных требований способствует снижению осложнений во время подземных ремонтов, уменьшению нагрузок на станок-качалку и напряжений в штангах, установке более легкого оборудования в скважину и меньшему расходу электроэнергии.

После определения параметров откачки (D , S , n , H_n) переходим к расчету и подбору равнопрочной штанговой колонны. Расчет колонны производят с учетом сил вязкого и граничного трения. При отсутствии данных о вязкости откачиваемой продукции в полости насосно-компрессорных труб используют расчетный метод определения эффективной вязкости водогазо-нефтяных эмульсий по данным промысловых исследований. При откачке вязких нефтей из условно вертикальных скважин формирование нагрузок на штанги в основном определяется вязкостью продукции, а в наклонных скважинах к ним добавляются силы полусухого трения штанг о трубы и в плунжерной паре, причем силы гидродинамического трения увеличива-

ют составляющую полусухого трения за счет повышения натяжения штанг, расположенных ниже или выше искривленного участка.

В наклонных скважинах силы трения в подземной части штанговой установки могут достигать больших значений, поэтому скорость нисходящего движения штанговой колонны уменьшается, и при больших скоростях откачки полированный шток отстает от головки балансира, что приводит к удару плунжера и снижает надежность колонны штанг. Поэтому из условия синхронности движения штанг и головки балансира станка-качалки при ходе вниз рассчитывают допустимую скорость откачки.

По скважинам Самотлорского месторождения получена зависимость $\eta = f(p_{\text{пр}})$ для пяти групп скважин с различными дебитами. На рис. 5.36 построены графики по средневзвешенным статистическим значениям коэффициентов подачи и давлений на приемах насосов для разных дебитов скважин.

Графики аппроксимированы функциональной зависимостью

$$\eta = \frac{p_{\text{пр}}}{c + kp_{\text{пр}}}, \quad (5.5)$$

где $p_{\text{пр}}$ – давление на приеме насоса, МПа; c , k – адаптационные коэффициенты, зависящие от дебита скважины¹:

Q , м ³ /сут	0–5	5–10	10–20	20–40	> 40
c	10,47	0,868	0,636	0,23	0,36
k	5,02	3,04	2,04	1,66	1,42

В настоящее время на нефтедобывающих предприятиях для подбора штанговых колонн используются различные таблицы и диаграммы. Очевидно, подбор колонн по таким таблицам правомерен только для условно вертикальных скважин, в которых нагрузка на штанги возрастает от насоса к дневной поверхности по линейному закону. В наклонно направленных и искривленных скважинах в зависимости от конфигурации и кривизны ствола скважины изменение осевых и изгибающих усилий носит нерегулярный характер. Поэтому по методике БашНИПИнефти расчет и подбор конструкции штанговой колонны выполняют для каждой конкретной скважины. С этой целью производят расчет нагрузок по отдельным ступеням колонны,

¹ Оптимизация технологических параметров работы наклонно направленных скважин, оборудованных установками СШН/К.Р. Уразаков, М.Н. Абдул-лина, М.А. Залялиев и др. // Эксплуатация нефтяных месторождений Западной Сибири: Сб. науч. тр. НижневартовскНИПИнефть. – М.: ВНИИОЭНГ, 1991.

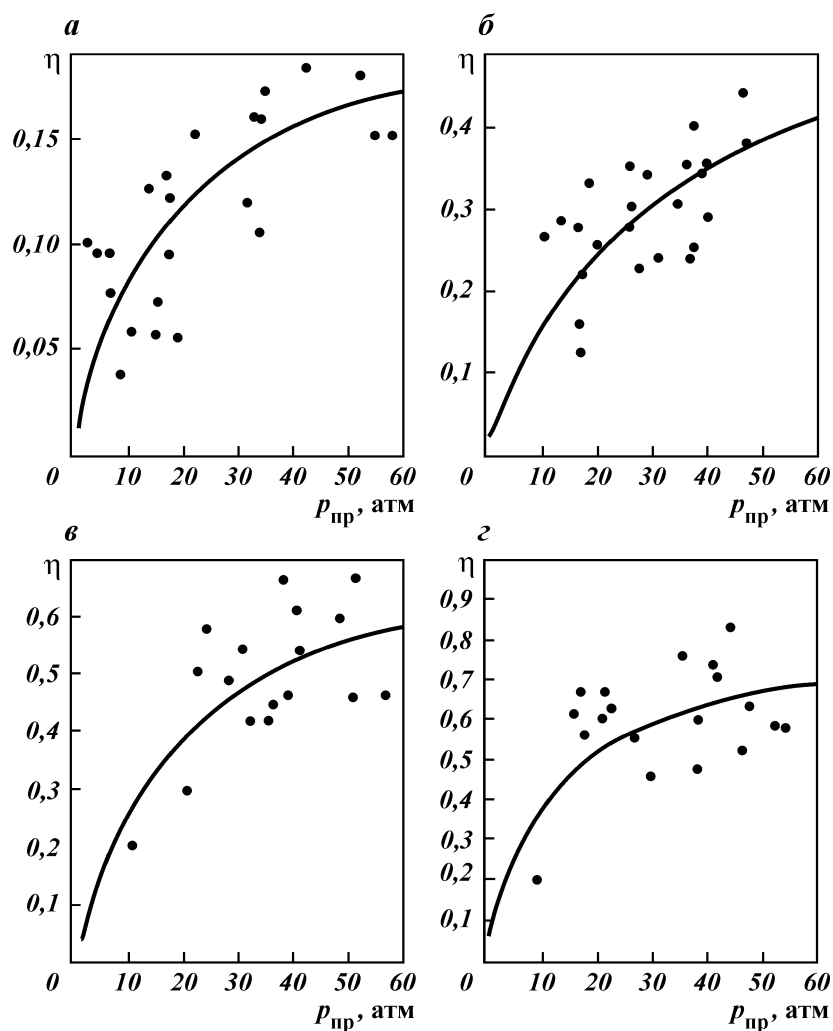


Рис. 5.36. Зависимость коэффициента подачи насоса η от давления на его приеме $p_{пр}$ для скважин с различным дебитом жидкости Q :
 $a - 0-5 \text{ м}^3/\text{сут}$, $\eta = p_{пр}/(10,47 + 5,02 p_{пр})$; $б - 5-10 \text{ м}^3/\text{сут}$, $\eta = p_{пр}/(0,868 + 3,044 p_{пр})$; $в - 10-20 \text{ м}^3/\text{сут}$, $\eta = p_{пр}/(0,36 + 2,042 p_{пр})$; $г - 2-40 \text{ м}^3/\text{сут}$, $\eta = p_{пр}/(0,232 + 1,161 p_{пр})$

дальнейший их анализ, комбинированный перебор числа штанг в каждой ступени и выбор наилучшей конструкции штанговой колонны.

Выбор места установки

При значительном отклонении штангового насоса от вертикали условия работы клапанов ухудшаются. В связи с этим определяют допустимый угол наклона, обеспечивающий устойчивую работу скважинного насоса. Если угол наклона ствола скважины в месте установки насоса превышает допустимый $\alpha_{кр}$, то глубину подвески насоса необходимо уменьшить шагом, соответствующим инклинограмме скважины.

Надежность работы насосного оборудования в значительной степени зависит от сил, возникающих в паре трения плунжер – цилиндр, которые резко возрастают при изгибе насоса. В связи с этим необходимо определить радиус скважины R_c^* , позволяющий располагать насос без деформации:

$$R_c^* = \frac{0,125l_n^2 + (D_{\text{в}} + d_n)}{D_{\text{в}} - d_n}, \quad (5.6)$$

где l_n – длина насоса, м; $D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр обсадной колонны, м; d_n – наружный диаметр насоса, м.

Радиус оси ствола скважины в месте расположения насоса

$$R_c = \frac{h\sqrt{2 \cdot (1 - \cos \alpha_0)}}{2 \sin \alpha_0}, \quad (5.7)$$

где h – длина шага инклинограммы, м; α_0 – пространственный угол, градус,

$$\alpha_0 = \sqrt{\Delta\alpha^2 + \Delta\varphi^2 \sin^2 \frac{\Sigma\alpha}{2}}, \quad (5.8)$$

здесь $\Delta\alpha$ – разница зенитных углов на концах шага инклинограммы, градус; $\Delta\varphi$ – разница азимутальных углов на концах шага инклинометрии, градус; $\Sigma\alpha$ – сумма зенитных углов, градус.

При углах отклонения оси скважины от вертикали в месте установки насоса более 12° искривление ствола скважины не должно превышать $30'$ на 10 м. Это ограничение вводится для предотвращения изгиба оси цилиндра насоса под собственным весом, так как из-за высокой гибкости корпуса насоса при больших наклонах (выше 12°), располагаясь на нижней образующей обсадной колонны, повторяет профиль скважины.

Допускаемая скорость откачки вязких жидкостей

Выше было показано, что силы гидродинамического трения возрастают пропорционально скорости откачки при прочих равных условиях. В результате скорость нисходящего движения штанговой колонны уменьшается, и при больших скоростях откачки происходит отставание полированного штока от головки балансира, что в дальнейшем приводит к удару и, как следствие, к снижению надежности колонны.

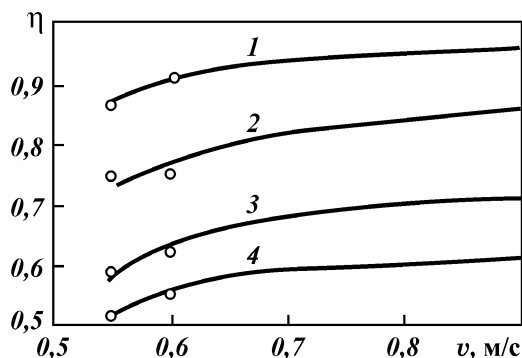
Кроме того, из результатов экспериментов (рис. 5.37) видно, что коэффициент подачи η насосной установки с увеличением скорости откачки v возрастает при подъеме как пластовой воды (кривая 1) и дегазированной нефти (кривая 2), так и водонефтяных эмульсий (кривые 3, 4). Таким образом, скорость откачки и эффективность работы насосной установки находятся в некоторой противоречивой связи. Исходя из описанного, можно заключить, что оптимальной является максимальная скорость откачки, не допускающая отставания полированного штока от головки балансира.

Используя зависимость А.С. Вирновского, можно получить равенство, при котором имеется значение нулевой нагрузки в точке подвеса штанг:

$$\psi f_{\text{ш}} \frac{E}{a^*} v_{\lambda} = P_{\text{ш}},$$

где $\psi = f_{\text{т}} / (f_{\text{т}} + f_{\text{ш}})$; $f_{\text{ш}}$, $f_{\text{т}}$ – площадь поперечного сечения соответственно штанг и труб; E – модуль упругости материала штанг ($E = 2,1 \cdot 10^7$ Н/см²); a^* – скорость звука в материале штанг; v_{λ} – скорость точки подвеса штанг в конце начальной деформации; $P_{\text{ш}}$ – вес штанг.

Рис. 5.37. Зависимость коэффициента подачи η насоса штанговой установки от скорости откачки v



Скорость точки подвеса штанг в конце начальной деформации

$$v_{\lambda} = \frac{nS}{30(1-\varphi)},$$

где n – число ходов в минуту; S – длина хода точки подвеса штанг; $\varphi = \frac{t}{T/2}$ – отношение времени периода разгона ко времени полупериода работы глубинного насоса.

С некоторыми допущениями принимается

$$\varphi \approx 2 \frac{\lambda}{S},$$

где λ – начальная деформация штанг.

При ходе вниз линия динамограммы может коснуться нулевой точки из условия $W = q$ по зависимости

$$P_{\text{ш}} + P_{\text{ж}} = \frac{P_{\text{ш}} + P_{\text{ж}}}{q} W,$$

где $P_{\text{ж}}$ – вес жидкости.

Следовательно, максимальное ускорение может быть равным ускорению свободного падения.

Отсюда максимальная скорость

$$v = \frac{2 \cdot 30 \cdot \varphi q}{n} = \frac{2 \cdot 30 \cdot q \lambda}{nS};$$

$$\psi \approx 1; v = nS/30.$$

Предельная скорость откачки

$$v_{\text{пр}} = 4,8 \cdot 10^{-3} P_{\text{ж}} / f_{\text{ш}}.$$

Однако существующие методики А.И. Адонина и В.У. Далимова применимы для расчета критического числа качаний лишь при откачке маловязких жидкостей.

Для определения допускаемой скорости откачки рассмотрим задачу нисходящего движения штанговой колонны при откачке вязких эмульсий, с реологической точки зрения ведущих себя как ньютоновские жидкости.

Соответствие рекомендуемого числа качаний необходимо проверять по условию

$$n \leq n_{\text{доп}}, \quad (5.9)$$

где

$$n_{\text{доп}} = \frac{-aS + \sqrt{(aS)^2 + 8bS}}{0,21S},$$

здесь

$$a = 1,69 - 10^{-4} \frac{\mu L m^{5,49}}{P_{\text{шт}}},$$

$$b = \frac{q(\lambda P_{\text{шт}} - P_{\text{т}} - P_{\text{кл}} - P_{\text{г}}^{\text{пл}} - P_{\text{ин}})}{P_{\text{шт}}}.$$

Параметры, входящие в уравнения (5.9), вычисляли по следующим формулам.

Сила тяжести штанговой колонны, Н:

$$P_{\text{шт}} = 9,81\gamma \sum_{i=1} l_i f_i, \quad (5.10)$$

где γ – плотность материала штанг, кг/м³; l_i – длина i -й ступени штанговой колонны, м; f_i – площадь поперечного сечения i -й ступени, м²; i – число ступеней.

Сила Архимеда

$$P_{\text{т}} = 9,81\gamma_{\text{см}} \sum_{i=1} l_i f_i, \quad (5.11)$$

где $\gamma_{\text{см}}$ – плотность силы, кг/м³.

Сила трения между плунжером и цилиндром

$$P_{\text{пл}} = 2500D,$$

где D – диаметр насоса, м.

Силы, возникающие за счет гидравлических сопротивлений в нагнетательных клапанах, вычисляют по формуле И.С. Степановой:

$$P_{\text{кл}} = 3,43 \cdot 10^{-4} \frac{kS^2 n^2 D^4 (D^2 - d_0^2)}{\mu_p^2 d_0^2}, \quad (5.12)$$

где k – число клапанов; n – число качаний головки в минуту; d_0 – диаметр отверстия в седле клапана, м; μ_p – коэффициент расхода.

Сила вязкого трения штанговой колонны при ходе вниз

$$P = \alpha v = 16,9\mu L v m^{5,49}, \quad (5.13)$$

где μ – динамическая вязкость, МПа·с; L – длина штанговой колонны, м; v – скорость движения штанг, м/с;

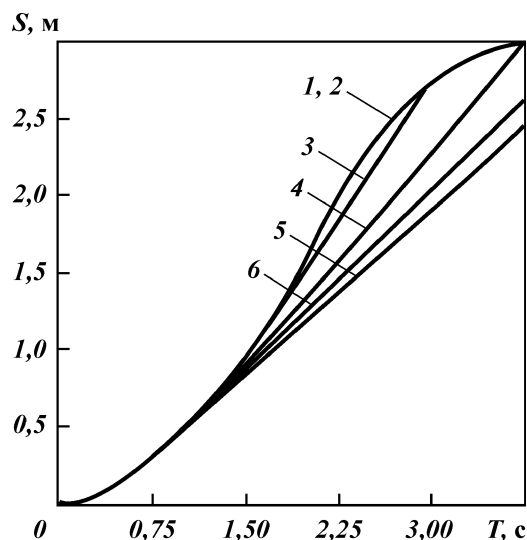


Рис. 5.38. Кинематика движения головки балансира (1) и колонны штанг (2–6):

1 – $S = 3$ м, $n = 8^{-1}$; 2 – $\mu = 0,55$ Па·с, $\alpha = 5^\circ$; 3 – $\mu = 0,77$ Па·с, $\alpha = 5^\circ$; 4 – $\mu = 0,98$ Па·с, $\alpha = 5^\circ$; 5 – $\mu = 1,18$ Па·с, $\alpha = 5^\circ$; 6 – $\mu = 0,98$ Па·с, $\alpha = 25^\circ$

$$m = d_{\text{шт}} / d_{\text{нкт}},$$

здесь $d_{\text{шт}}$ – диаметр штанг, м; $d_{\text{нкт}}$ – внутренний диаметр НКТ, м.

По изложенной выше методике были проведены расчеты для различных значений вязкости продукции скважин и режимов откачки.

Как видно из результатов расчета (рис. 5.38), при данной скорости откачки вязкости жидкости и угле отклонения оси скважины от вертикали отставание полированного штока от головки балансира резко возрастает.

Эффективная вязкость водонефтяной эмульсии по данным промысловых исследований

Вязкость водонефтяных эмульсий зависит от ряда факторов, основными из которых являются соотношение воды и нефти, их физико-химические характеристики, дисперсность фаз, температура и др. Определенная часть перечисленных факторов изменяется по мере продвижения эмульсии к устью скважины. При расчете системы пласт – насос – лифт и выборе оптимальных значений параметров этой системы необходимо знать вязкость эмульсий в полости насосно-компрессорных труб. Однако в настоящее время отбор глубинных проб из по-

лости НКТ с помощью существующей техники затруднителен. Кроме того, в силу ряда причин невозможно замерить вязкость проб эмульсии в их первоначальном состоянии.

Поэтому предложен расчетный метод определения эффективной вязкости водонефтяных эмульсий по данным промысловых исследований.

$$\vartheta = \frac{P_{шт} - P_{мин}^{дин} - P_{т} - P_{т}^{пл} - P_{ин}}{2,62 \cdot 10^{-3} c S n D^2 (D^2 - d_0^2) d_0^{-1} + 16,9 \rho v L m^{5,49}}, \quad (5.14)$$

где ϑ – эффективная вязкость эмульсий, $\text{м}^2/\text{с}$; $P_{мин}^{дин}$ – минимальная нагрузка по данным динамографирования, Н; c – число нагнетательных клапанов; d_0 – диаметр отверстия в седле клапана, м; ρ – плотность продукции в насосных трубах, $\text{кг}/\text{м}^3$; v – скорость перемещения штанг в момент действия минимальной нагрузки, $\text{м}/\text{с}$.

Для расчета эффективной вязкости используются параметры предшествующего режима работы штанговой установки.

5.6. Расчет штанговой скважинной насосной установки по стандарту АНИ

Подробное описание метода расчета, предлагаемого АНИ, дано в тексте стандарта АНИР11L. Отечественные методы расчета основываются на математических моделях работы штанговой колонны. Вследствие этого данные формулы несколько громоздки и не совсем удобны для ручных расчетов, хотя исследованиями А.И. Адонина широко применяемые формулы А.С. Вирновского для расчета штанговых колонн были существенно упрощены. Тем не менее отечественные методики дают достаточно хорошую сходимость с действительностью.

У американских методов расчета принцип другой. Применяемые зависимости были получены на основе статистической обработки промысловых данных и носят эмпирический или полумпирический характер. Для изображения результатов были получены зависимости, связывающие коэффициенты и безразмерные величины, которые определяются при помощи номограмм.

Для расчета максимальных и минимальных нагрузок в точке подвеса штанг в России наибольшее распространение и признание получили формулы А.С. Вирновского и А.И. Адонина.

В Европе большее применение нашли зависимости Миллса и Слонегера, носящие полуэмпирический характер.

Различные работы, проведенные как в России, так и за рубежом, критически рассматривают методы расчета Миллса и Слонегера.

По данным одних исследователей, проводивших сравнение расчетных данных с результатами динамометрических измерений, получено, что максимальная нагрузка на штангу в точке подвеса по Миллсу – Слонегеру занижена на 12,6 %, соответствующие же значения нагрузок, полученных по методу АНИ, завышены на 8,5 % [14].

При расчете УСШН по методу АНИ задаются параметры, затем они просчитываются, и полученный результат сравнивается с необходимым. Если результат сильно отличается от искомого, тогда вводятся коррективы и расчет проводится заново.

Данный метод включает три этапа:

1. Предварительно задаются параметры установки, причем в расчетах используются символы и единицы измерения по АНИ:

- динамический уровень жидкости H , футы;
 - глубина подвески насоса L , футы;
 - число двойных ходов в минуту N ;
 - длина хода полированного штока S , дюйм;
 - диаметр плунжера D , дюйм;
 - средняя плотность жидкости G в НКТ, т/м³;
 - номинальный диаметр труб НКТ, дюйм;
 - диаметр штанги и комбинация штанговой колонны (одноступенчатая или двухступенчатая);
 - применение якоря в нижней части колонны.
2. Определяются следующие величины:
- длина хода плунжера S_p , дюйм;
 - подача насосной установки PD , баррелей в сутки;
 - максимальная нагрузка в точке подвеса штанг PPRL, фунты;
 - минимальная нагрузка в точке подвеса штанг MPRL, фунты;
 - максимальный крутящий момент ведомого вала кривошипа PT , фунто-дюйм;
 - мощность СК PRHL, л.с.;
 - необходимый вес уравновешенного груза CBE, фунт.
3. Сравниваются расчетные объемы добычи и другие параметры с нужными значениями. При необходимости вводятся коррективы.

Пример. Известные величины: динамический уровень, ожидаемый $H = 2953$ фута (900 м); глубина подвески насоса $L = 3937$ футов (1200 м); число двойных ходов в минуту $N = 8$; длина хода полированного штока $S = 71$

дюйм (1,8 м); диаметр плунжера $D = 1\frac{3}{4}$ дюйма (43 мм); колонна штанг, предлагаемая из рекомендаций АНИ: 37,5 % – $\frac{7}{8}$ дюйма (22 мм), 62,5 % – $\frac{3}{4}$ дюйма (19 мм); плотность жидкости $G = 0,9$ т/м³; диаметр труб НКТ $2\frac{3}{8}$ дюйма (60 мм).

Пусть колонна НКТ не заякорена.

Для последующего расчета определим исходные данные из таблиц.

1. Вес 1 фута длины штанговой колонны в воздухе (табл. 5.20) $W_{rf} = 1,855$ фунт/фут. Данный вес указан с учетом ступенчатости колонны (для колонны номер 76).

Таблица 5.20

Параметры штанговой колонны

Номер комбинации штанг	Диаметр плунжера D , дюйм	Вес штанг W_{rf} , фунт/фут	Постоянная упругости E_r , 10^{-6} дюйм/фунт-сила-фут	Коэффициент частоты F_c	Колонна штанг, % размеров				
					$1\frac{1}{8}$ "	1"	$\frac{7}{8}$ "	$\frac{3}{4}$ "	$\frac{5}{8}$ "
55	Все	1,135	1,270	1,000	—	—	—	—	100
65	1,06	1,307	1,138	1,098	—	—	—	34,4	65,6
65	1,25	1,321	1,127	1,104	—	—	—	37,3	62,7
65	1,50	1,343	1,110	1,110	—	—	—	41,8	58,2
65	1,75	1,369	1,090	1,114	—	—	—	46,9	53,1
65	2,00	1,394	1,070	1,114	—	—	—	52,0	48,0
65	2,25	1,426	1,045	1,110	—	—	—	58,4	41,6
65	2,50	1,460	1,018	1,099	—	—	—	65,2	34,8
65	2,75	1,497	0,990	1,082	—	—	—	72,5	27,5
65	3,25	1,574	0,930	1,037	—	—	—	88,1	11,9
66	Все	1,634	0,883	1,000	—	—	—	100,0	—
75	1,06	1,566	0,997	1,191	—	—	27,0	27,4	45,6
75	1,25	1,604	0,973	1,193	—	—	29,4	29,8	40,8
75	1,50	1,664	0,935	1,189	—	—	33,3	33,3	33,3
75	1,75	1,732	0,892	1,174	—	—	37,8	37,0	25,1
75	2,00	1,803	0,847	1,151	—	—	42,4	41,3	16,3
75	2,25	1,875	0,801	1,121	—	—	46,9	45,8	7,2
76	1,06	1,802	0,816	1,072	—	—	28,5	71,5	—
76	1,25	1,814	0,812	1,077	—	—	30,6	69,4	—
76	1,50	1,833	0,804	1,082	—	—	33,8	66,2	—
76	1,75	1,855	0,795	1,088	—	—	37,5	62,5	—
76	2,00	1,880	0,785	1,093	—	—	41,7	58,3	—
76	2,25	1,908	0,774	1,096	—	—	46,5	53,5	—
76	2,50	1,934	0,764	1,097	—	—	50,8	49,2	—
76	2,75	1,967	0,751	1,094	—	—	56,5	43,5	—
76	3,25	2,039	0,722	1,078	—	—	68,7	31,3	—
76	3,75	2,119	0,690	1,047	—	—	82,3	17,7	—
77	Все	2,224	0,649	1,000	—	—	100,0	—	—
85	1,06	1,883	0,873	1,261	—	22,2	22,4	22,4	33,0
85	1,25	1,943	0,841	1,253	—	23,9	24,2	24,3	27,6
85	1,50	2,039	0,791	1,232	—	26,7	27,4	26,8	19,2
85	1,75	2,138	0,738	1,201	—	29,6	30,4	29,5	10,5
86	1,06	2,058	0,742	1,151	—	22,6	23,0	54,3	—
86	1,25	2,087	0,732	1,156	—	24,3	24,5	51,2	—
86	1,50	2,133	0,717	1,162	—	26,8	27,0	46,3	—
86	1,75	2,185	0,699	1,164	—	29,4	30,0	40,6	—

Продолжение табл. 5.20

Номер комбинации штанг	Диаметр плунжера D , дюйм	Вес штанг $W_{ш}$, фунт/фут	Постоянная упругости E_r , 10^{-6} дюйм/фунт-сила-фут	Коэффициент частоты F_c	Колонна штанг, % размеров				
					1 ¹ / 8"	1"	7 / 8"	3 / 4"	5 / 8"
86	2,00	2,247	0,679	1,161	—	32,8	33,2	33,9	—
86	2,25	2,315	0,656	1,153	—	36,9	36,0	27,1	—
86	2,50	2,385	0,633	1,138	—	40,6	39,7	19,7	—
86	2,75	2,455	0,610	1,119	—	44,5	43,3	12,2	—
87	1,06	2,390	0,612	1,055	—	24,3	75,7	—	—
87	1,25	2,399	0,610	1,058	—	25,7	74,3	—	—
87	1,50	2,413	0,607	1,062	—	27,7	72,3	—	—
87	1,75	2,430	0,603	1,066	—	30,3	69,7	—	—
87	2,00	2,450	0,598	1,071	—	33,2	66,8	—	—
87	2,25	2,472	0,594	1,075	—	36,4	63,6	—	—
87	2,50	2,496	0,588	1,079	—	39,9	60,1	—	—
87	2,75	2,523	0,582	1,082	—	43,9	56,1	—	—
87	3,25	2,575	0,570	1,084	—	51,6	48,4	—	—
87	3,75	2,641	0,556	1,078	—	61,2	38,8	—	—
87	4,75	2,793	0,522	1,038	—	83,6	16,4	—	—
88	Все	2,904	0,497	1,000	—	100,0	—	—	—
96	1,06	2,382	0,670	1,222	19,1	19,2	19,5	42,3	—
96	1,25	2,435	0,655	1,224	20,5	20,5	20,7	38,3	—
96	1,50	2,511	0,633	1,223	22,4	22,5	22,8	32,3	—
96	1,75	2,607	0,606	1,213	24,8	25,1	25,1	25,1	—
96	2,00	2,703	0,578	1,196	27,1	27,9	27,4	17,6	—
96	2,25	2,805	0,549	1,172	29,6	30,7	29,8	9,8	—
97	1,06	2,645	0,568	1,120	19,6	20,0	60,3	—	—
97	1,25	2,670	0,563	1,124	20,8	21,2	58,0	—	—
97	1,50	2,707	0,556	1,131	22,5	23,0	54,5	—	—
97	1,75	2,751	0,548	1,137	24,5	25,0	50,4	—	—
97	2,00	2,801	0,538	1,141	26,8	27,4	45,7	—	—
97	2,25	2,856	0,528	1,143	29,4	30,2	40,4	—	—
97	2,50	2,921	0,515	1,141	32,5	33,1	34,4	—	—
97	2,75	2,989	0,503	1,135	36,1	35,3	28,6	—	—
97	3,25	3,132	0,475	1,111	42,9	41,9	15,2	—	—
98	1,06	3,068	0,475	1,043	21,2	78,8	—	—	—
98	1,25	3,076	0,474	1,045	22,2	77,8	—	—	—
98	1,50	3,089	0,472	1,048	23,8	76,2	—	—	—
98	1,75	3,103	0,470	1,051	25,7	74,3	—	—	—
98	2,00	3,118	0,468	1,055	27,7	72,3	—	—	—
98	2,25	3,137	0,465	1,058	30,1	69,9	—	—	—
98	2,50	3,157	0,463	1,062	32,7	67,3	—	—	—
98	2,75	3,180	0,460	1,066	35,6	64,4	—	—	—
98	3,25	3,231	0,453	1,071	42,2	57,8	—	—	—
98	3,75	3,289	0,445	1,074	49,7	50,3	—	—	—
98	4,75	3,412	0,428	1,064	65,7	34,3	—	—	—
99	Все	3,676	0,393	1,000	100,0	—	—	—	—

2. Постоянная упругости для штанг (см. табл. 5.18) $E_r = 0,795 \cdot 10^{-6}$ дюйм/фунт-сила-фут. Данный коэффициент показывает, на сколько дюймов удлинится за счет сил упругости отрезок конкретной штанговой колонны дли-

ной 1 фут при действии на нее растягивающей силы в 1 фунт. Данный коэффициент указан с учетом ступенчатости колонны.

3. Коэффициент частоты (определяется конструкцией и типом штанговой колонны) (см. табл. 5.18) $F_c = 1,088$.

4. Постоянная упругости для труб (см. табл. 5.18) $E_t = 0,307 \times 10^{-6}$ дюйм/фунт-сила-фут. Данный коэффициент показывает, на сколько дюймов удлинится за счет сил упругости отрезок конкретного НКТ длиной 1 фут при действии на нее растягивающей силы в 1 фунт.

Проведем расчет коэффициентов и безразмерных величин.

Для того чтобы определить искомые величины, в стандарте АНИ используются безразмерные параметры, характеризующие условия работы установки, в частности динамику работы штанговой колонны. Физический смысл данных параметров таков, что они показывают степень искажения законов движения головки балансира при передаче движения через штанговую колонну плунжеру насоса.

1. Вес столба жидкости над плунжером $F_0 = 0,340GD^2H = 0,340 \cdot 0,9 \cdot 1,75^2 \cdot 2953 = 2767$ фунтов (1255 кг).

2. Коэффициент, учитывающий упругость штанговой колонны $1/K_r = E_t L = 0,795 \cdot 10^{-6} \cdot 3937 = 3,13 \cdot 10^{-3}$ дюймов/фунт. Данный коэффициент показывает, на сколько дюймов удлинится вся штанговая колонна при действии на нее растягивающей силы в 1 фунт.

3. Коэффициент, учитывающий потерю хода плунжера насоса вследствие деформации штанговой колонны, $SK_r = S/(1/K_r) = 71/3,13 \cdot 10^{-3} = 22683$ фунта. Данный коэффициент показывает, какая должна быть приложена к штанговой колонне растягивающая нагрузка, чтобы она упруго удлинилась на значение хода точки подвеса штанг.

4. Безразмерный коэффициент $F_0/(SK_r) = 2767/22683 = 0,122$.

5. Безразмерный коэффициент $N/N_0 = NL/245000 = 8 \cdot 3937/245000 = 0,129$.

6. Безразмерный коэффициент $N/N_0^* = (N/N_0)/F_c = 0,129/1,088 = 0,119$.

Коэффициенты F_0/SK_r , N/N_0 , N/N_0^* используются для нахождения параметров S_p/S , F_1/SK_r , F_2/SK_r , F_3/SK_r по диаграммам для последующего расчета длины хода плунжера, максимальной, минимальной нагрузки в ТПШ, мощности на полированном штоке и расчета уравновешивающего груза.

7. Коэффициент, учитывающий упругость колонны НКТ, $1/K_t = E_t L = 0,307 \cdot 10^{-6} \cdot 3937 = 1,209 \cdot 10^{-3}$ дюймов/фунт (табл. 5.21). Коэффициент показывает, на сколько дюймов удлинится

Таблица 5.21
Параметры насосно-компрессорных труб

Диаметр НКТ, дюйм	Наружный диаметр, дюйм	Внутренний диаметр, дюйм	Площадь сечения, кв. дюйм	Постоянная упругости E_r , 10^{-6} , дюйм/фунт-сила-фут
1,900	1,900	1,610	0,800	0,500
$2\frac{3}{8}$	2,375	1,995	1,304	0,307
$2\frac{7}{8}$	2,875	2,441	1,812	0,221
$3\frac{1}{2}$	3,500	2,992	2,590	0,154
4	4,000	3,476	3,077	0,130
$4\frac{1}{2}$	4,500	3,958	3,601	0,111

вся колонна НКТ при действии на нее растягивающей силы в 1 фунт.

Определим длину хода плунжера и подачу установки.

1. Исходя из полученного значения безразмерных коэффициентов N/N_0^* и $F_0/(SK_r)$, по рис. 5.39 коэффициент длины

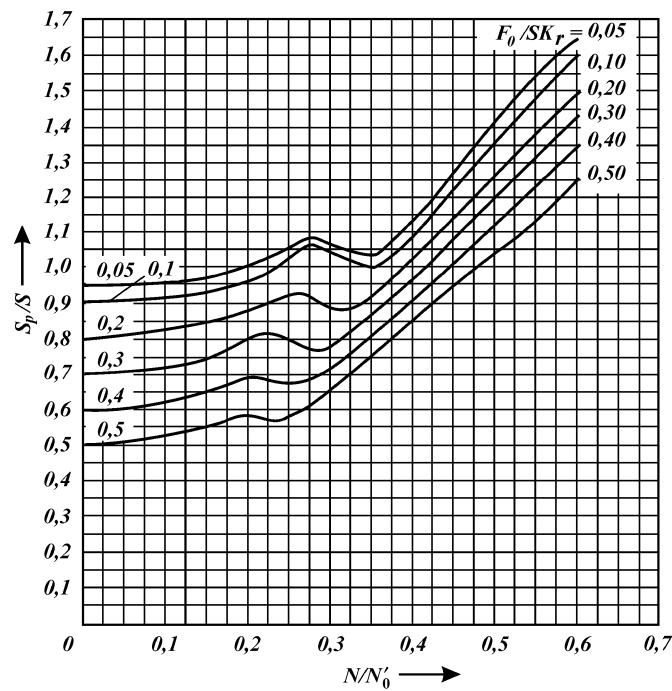


Рис. 5.39. Диаграмма определения коэффициента S_p/S для последующего расчета длины хода плунжера

хода плунжера $S_p/S = 0,9$. Данное соотношение показывает, на сколько изменилась длина хода плунжера за счет влияния упругости штанговой колонны и волновых явлений, происходящих в ней.

2. Длина хода плунжера с учетом упругости колонны НКТ $S_p = ((S_p/S)S) - (F_0 \cdot 1/K_r) = 0,971 - 2767 \cdot 1,209 \cdot 10^{-3} = 60,6$ дюйма (1,54 м). Первое слагаемое – это длина хода плунжера за вычетом потерь хода за счет упругости штанговой колонны и волновых явлений, происходящих в ней. Второе слагаемое – это потери длины хода за счет упругости колонны НКТ.

3. Подача насосной установки $PD = 0,1166 \cdot S_p \cdot ND^2 = 0,1166 \cdot 60,6 \cdot 8 \cdot 1,75^2 = 173$ баррелей/сут. Если получаемая подача насоса не удовлетворяет требуемой подаче, то необходимо изменить соответствующим образом исходные данные для ввода и повторить расчет.

Для того чтобы продолжить расчеты других искомых параметров, также необходимо определить безразмерные параметры и коэффициенты.

1. Вес штанговой колонны в воздухе $W = W_r L = 1,855 \cdot 3937 = 7303$ фунта (3131 кг).

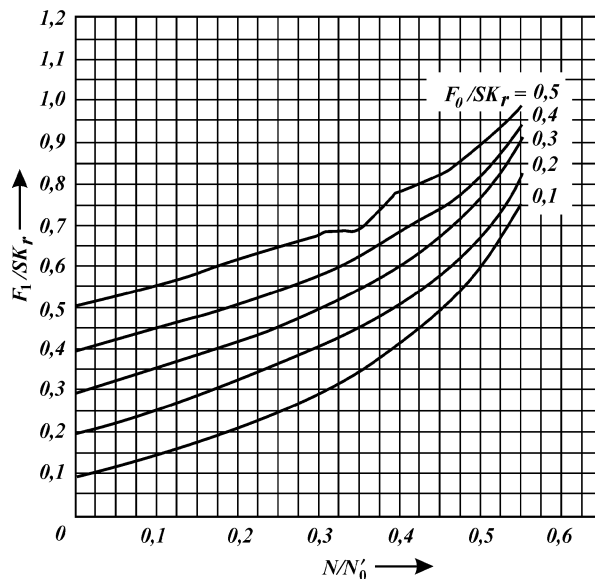


Рис. 5.40. Диаграмма определения коэффициента F_1/SK_r для последующего расчета максимальной нагрузки в точке подвеса штанг

2. Вес штанговой колонны с учетом потери ее веса в жидкости $W_r = W[1 - (0,128 \cdot G)] = 7303 \cdot [1 - (0,128 \cdot 0,9)] = 6462$ фунта (2931 кг).

3. Безразмерный коэффициент $W_r/SK_r = 6462/22683 = 0,285$.

4. Безразмерный коэффициент (определяем в зависимости от N/N_0 и $F_0(SK_r)$) (рис. 5.40) $F_1/SK_r = 0,2$.

5. Безразмерный коэффициент (определяем в зависимости от N/N_0 и $F_0/(SK_r)$) (рис. 5.41) $F_2/SK_r = 0,045$.

6. Безразмерный коэффициент (определяем в зависимости от N/N_0 и $F_0/(SK_r)$) (рис. 5.42) $F_3/SK_r = 0,14$.

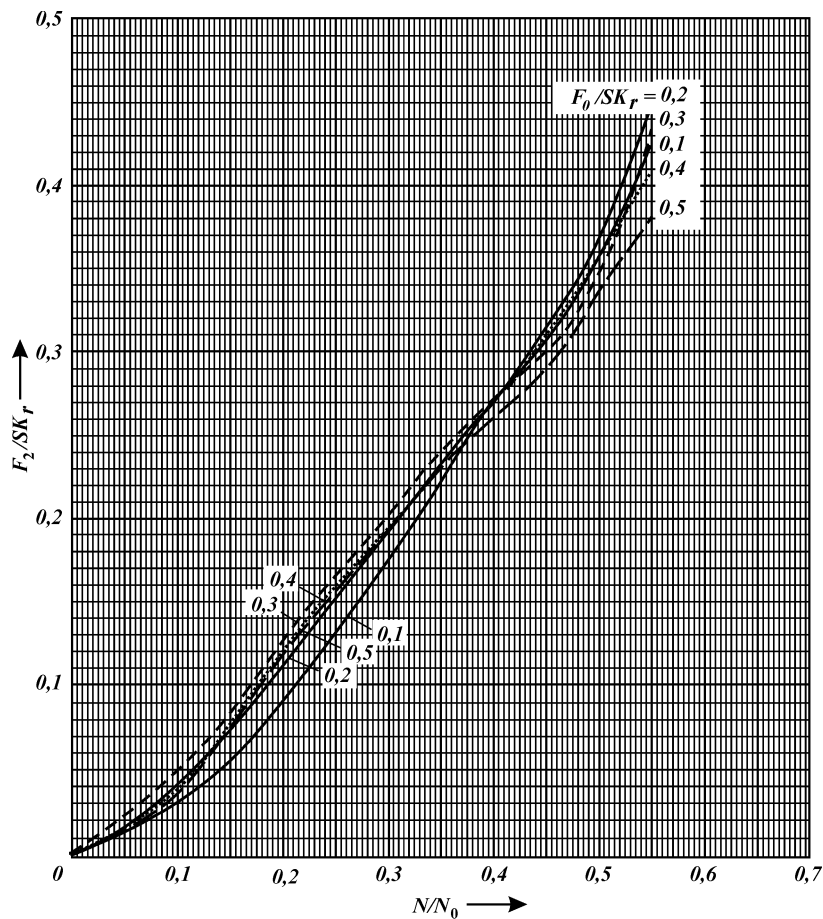


Рис. 5.41. Диаграмма определения коэффициента F_2/SK_r для последующего расчета минимальной нагрузки в точке подвеса штанг

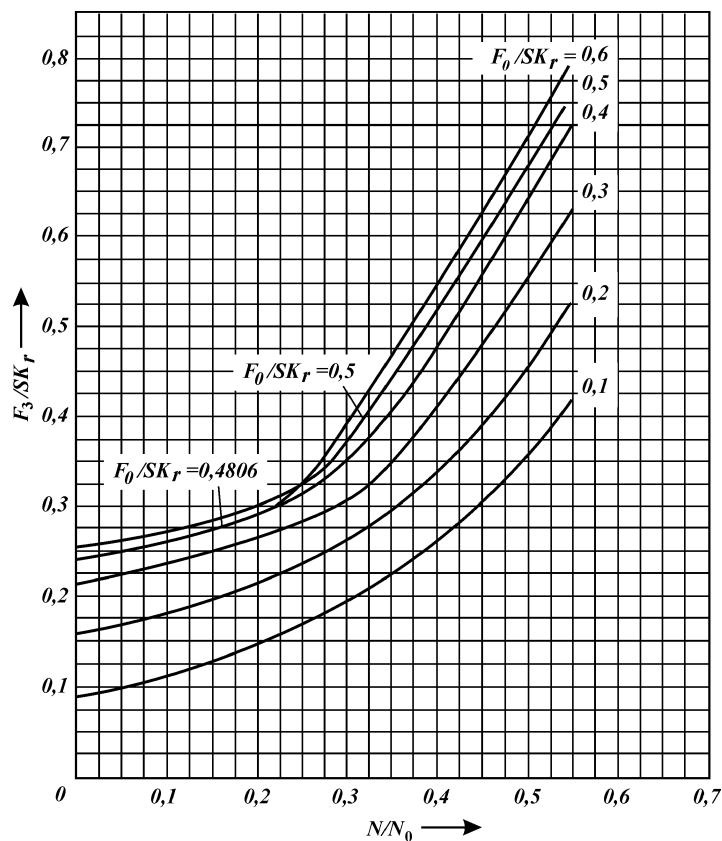


Рис. 5.42. Диаграмма определения коэффициента F_3/SK_r для последующего расчета мощности на полированном штоке

Таким образом, вышеприведенные найденные параметры позволяют рассчитать рабочие параметры штанговой скважинной насосной установки.

1. Максимальная нагрузка в точке подвеса штанг $PPRL = W_r + (F_1/SK_r)SK_r = 6462 + 0,2 \cdot 22683 = 11000$ фунтов (4990 кг). Первое слагаемое – это вес штанговой колонны в жидкости, второе слагаемое – это вес столба жидкости над плунжером и нагрузки, обусловленные силами инерции и вибрации при ходе вверх.

2. Минимальная нагрузка в точке подвеса штанг $MPRL = W_r - (F_2/SK_r)SK_r = 6462 - 0,045 \cdot 22683 = 5441$ фунта

(2968 кг). Первое слагаемое – это вес штанговой колонны в жидкости, второе слагаемое – это силы инерции и вибрации при ходе вниз.

3. Мощность на полированном штоке $PRHP = (F_3/SK_r)SK_rSN \cdot 2,53 \cdot 10^{-6} = 0,14 \cdot 22683 \cdot 71 \cdot 8 \cdot 2,53 \cdot 10^{-6} = 4,6$ л.с.

4. Вес уравнивающего груза $CBE = 1,06 \left(W_r + \frac{1}{2} F_0 \right) = 1,06 \left(6462 + \frac{1}{2} 2767 \right) = 8316$ фунтов (3772 кг).

5.7. Исследование глубинно-насосных установок

Основой исследования глубинно-насосных штанговых установок является **динамометрирование** – метод оперативного контроля за работой подземного оборудования и основа установления правильного технологического режима работы насосной установки.

Суть метода заключается в том, что нагрузку на сальниковый (полированный) шток определяют без подъема насоса на поверхность с помощью динамографа. На бумаге в виде диаграммы записываются нагрузки при ходе вверх и вниз в зависимости от перемещения штока. Записанная диаграмма называется **динамограммой**.

Оперативный контроль за работой установки по динамограммам включает: определение причин, вызвавших снижение или прекращение подачи насоса; выбор и назначение нужного вида подземного ремонта; проверку качества произведенного ремонта.

При длительном наблюдении за работой установки с помощью динамометрирования подбирают режим работы, обеспечивающий необходимый отбор жидкости при наименьших затратах энергии и наибольшем коэффициенте эксплуатации.

Простейшая теоретическая динамограмма нормальной работы скважинного насоса имеет форму параллелограмма. По оси ординат в масштабе откладываются нагрузки в точке подвески штанг, а по оси абсцисс – перемещения штока. В реальных условиях на форму динамограммы влияют инерционные силы, возникающие в системе штанга и труба – жидкость, и силы трения.

Расчет элементов теоретической динамограммы и ее совмещение с практической называют обработкой динамограммы.

Для измерения усилий и перемещений по динамограмме необходимо определить нулевую линию, масштабы усилий и перемещений.

Нулевой линией динамограммы называется линия, которую прочерчивает динамограф при отсутствии нагрузки на полированный шток.

Масштаб усилий – значение нагрузки (в кг) при отклонении пишущей точки самописца (пера или луча) по вертикали на 1 мм.

Масштаб перемещений – отношение длины хода полированного штока к длине записанной динамограммы.

Фактическое перемещение полированного штока – расстояние между заданными точками динамограммы, умноженное на масштаб перемещений.

Рассмотрим типовую динамограмму нормальной работы насоса, подготовленную для обработки (рис. 5.43).

Основные показатели, выявляемые при анализе динамограммы, – коэффициенты наполнения насоса и подачи насоса.

Коэффициент наполнения насоса – отношение высоты столба жидкости в рабочей части цилиндра к длине хода плунжера, т.е. отношение длины прямой AG к длине прямой BV . В данном случае он равен единице.

Коэффициент подачи насоса – отношение фактической подачи к теоретической или отношение полезной длины хода

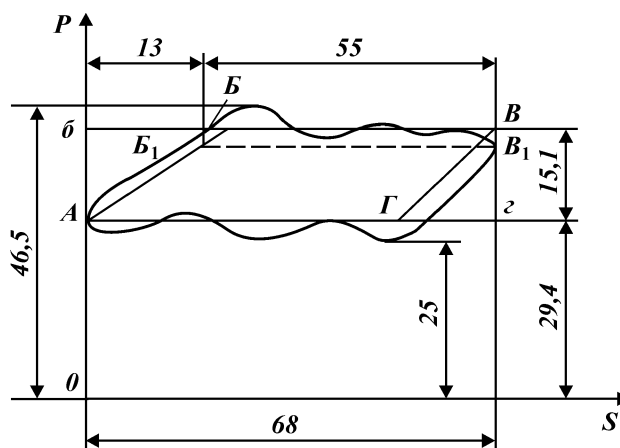


Рис. 5.43. Схема обработки динамограммы

плунжера к длине хода полированного штока, т.е. отношение длины прямой B_1B_1 к длине линии Az

$$\eta = B_1B_1/Az = 55/68 = 0,87.$$

По динамограммам можно определить более тридцати различных характеристик работы глубинного насоса и подземного оборудования. На рис. 5.44 приведены типовые динамограммы работы насосов.

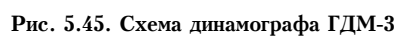
Известны динамографы гидравлические, механические и электрические. На рис. 5.45 приведена схема гидравлического карманного динамографа ИКГН-1 (ГДМ-3). Прибор состоит из двух основных частей: измерительной и самописца. Измерительная часть состоит из месдозы 11 и рычага 12. Полость месдозы 10, заполненная жидкостью (спиртом или водой), перекрывается латунной или резиновой мембраной, на которую опирается поршень 9.

Гидравлический карманный динамограф приспособлен для включения в нормальные узлы канатной подвески штанг типов ПКН-3, ПКН-5, ПКН-10. Измерительную часть прибора вставляют между траверсами канатной подвески штанг, в которой растягивающие усилия штанг преобразуются в усилия, сжимающие месдозу. При этом рычаг 12 нажимает на поршень 9 и в полости месдозы эти усилия преобразуются в давление жидкости, которое через капиллярную трубку 8 воспринимается манометрической геликоидальной пружиной 7. При увеличении давления пружина разворачивается, и прикрепленное к ней перо 6 чертит линию нагрузки.

Бланк диаграммы прикреплен к столику самописца 5. При движении динамографа вверх нить 1, прикрепленная одним концом к неподвижной части устьевого оборудования, сматывается со шкива 2, заставляя его вращаться вместе с ходовым винтом 3. При этом ходовая гайка вместе со столиком движется вверх по направляющей 4.

В полости винта расположена спиральная возвратная пружина. При ходе вверх пружина заводится, при ходе вниз она раскручивается и возвращает столик в первоначальное положение. Таким образом, столик с бланком повторяет движение сальникового штока в определенном масштабе. Сменные шкивы позволяют записывать перемещение в масштабе 1:15, 1:30, 1:45. Пределы измерения усилий 40, 80 и 100 кН.

В связи с развитием автоматизации и телеуправления в добыче нефти получают распространение различные системы телединамометрирования со стационарной установкой измерительных устройств. Существует несколько систем телединамо-



метрирования, различающихся конструкцией датчиков, каналами их связи с динамоскопом и электрической схемой динамоскопа. При осуществлении любой из систем телединамометрирования на каждом станке-качалке устанавливаются датчики усилий и хода, а на диспетчерском пункте – компьютер с программным обеспечением, позволяющим диагностировать техническое состояние скважинного оборудования.

Зарубежные аналоги динамографа представлены фирмой "Leutert" (Германия). Основным отличием является использование сильфонов вместо пружин измерительного элемента. Фирма "Ehometer" (США) предлагает динамограф, в котором измерения выдаются через (персональный компьютер) ПК типа ноутбук.

Для исследования насосных установок весьма важным является определение уровня жидкости в скважинах, в частности для соответствующего погружения насосного оборудования под уровень.

Статический уровень жидкости – уровень жидкости в остановленной скважине; при этом забойное и пластовое давления равны.

Динамический уровень жидкости – уровень жидкости в действующей скважине (в данном случае с глубинно-насосным оборудованием).

Для определения расстояния от устья до динамического уровня применяются методы звукометрии.

Наиболее распространены различные эхометрические установки, например, ЭП-1 для скважин с давлением в затрубном пространстве 0,1 МПа. Принцип действия этих установок заключается в том, что в затрубное пространство посылается акустический импульс из пневматической или пороховой хлопушки. Этот импульс, отразившись от уровня жидкости, подобно эху возвращается к устью, воздействуя на термофон, и после преобразования и усиления в электрический фиксируется перописцем на движущейся бумажной ленте.

Зная скорость распространения звука в затрубном пространстве, вычисляют расстояние до уровня жидкости $H_{\text{дин}}$ по формуле

$$H_{\text{дин}} = \frac{H_{\text{р}}}{T_{\text{р}}} T_{\text{ур}} = v T_{\text{ур}},$$

где $H_{\text{р}}$ – расстояние до репера, м; $T_{\text{р}}$ – время прохождения волны до репера, с; $T_{\text{ур}}$ – время прохождения волны до уровня, с; v – скорость распространения звука в затрубном пространстве, м/с.

Репер представляет собой обрезки труб большего диаметра, чем НКТ, с целью перекрыть кольцевой зазор на 60–65 %, устанавливаемый на 50–100 м выше предполагаемого уровня. Длина такого отрезка (для скважин с глубиной до 300 м) составляет примерно 5 м. Глубину установки репера проводят по замеру длины НКТ с помощью рулетки.

В последнее время применяют безреперный способ эхолотирования насосных скважин. В этих условиях скорость звука определяют расчетными методами по газовому составу среды. Для замера уровней жидкости при избыточном давлении в затрубном пространстве Ю.А. Балакировым разработан метод волнометрирования. Импульс создается специальным устройством, состоящим из термофона и корпуса с отверстиями, через которые возбудитель сообщается с затрубным пространством скважины.

Волнометрирование выполняется при помощи эхолота ЭМ-52, который позволяет определить динамический уровень в скважинах глубиной до 4000 м при давлении в затрубном пространстве до 7,5 МПа.

Динамо- и эхометры – основные приборы для целей исследования глубинно-насосных установок, кроме того, в затрубное пространство спускают приборы для замера давлений и температур.

На забое и по стволу скважины давление и температуру измеряют с помощью глубинных манометров и термометров, которые объединяют в одном приборе.

Наибольшее распространение получили максимальные глубинные манометры и глубинные манометры с непрерывной записью показаний. Манометры первой группы фиксируют только наибольшее давление в измеряемом интервале и поэтому называются максимальными. Манометры второй группы снабжены часовыми механизмами, обеспечивающими непрерывную запись давления.

Регистрирующие глубинные манометры изготавливают двух типов конструкции: поршневые манометры МГП (табл. 5.22) и геликсные МГГ (табл. 5.23).

В поршневом манометре давление передается исполнительному элементу через поршень, а в геликсном – через винтовую манометрическую пружину-геликс.

Принципиальная схема глубинного поршневого самопишущего манометра МГП приведена на рис. 5.46.

Измеряемое давление при прохождении жидкости через фильтр 5 и манометрическую камеру действует на поршень 3, движущийся в самоуплотняющемся сальнике. Давление, оказы-

Таблица 5.22

Техническая характеристика пружинно-поршневых манометров

Показатель	МПП-3М	МПП-4	МГН-1
Пределы измерений, МПа	2,5–25 4–40	0,1–5 0,5–12 1–18 1–25	0,2–4 0,3–6 0,4–8 0,8–18 1–20 1,2–25 1,5–30 100
Максимальная рабочая температура, °С	130	60	100
Приведенная погрешность, %	±1,5	±0,5	±0,1±0,25
Габариты, мм:			
длина	1658	1460	1800
диаметр	32	25	32
Масса, кг	7,0	2,9	15

Таблица 5.23

Техническая характеристика геликсных скважинных манометров

Показатель	МГГ-63/250	МГН-2
Пределы измерений, МПа	6,3; 16; 25 +100	10; 16; 25; 40; 60; 80; 100 +160+250
Максимальная рабочая температура, °С		
Приведенная погрешность, %	±0,5	±0,25–0,4
Габариты, мм:		
длина	1385	1500–1800
диаметр	36	32–36
Масса, кг	8	10

ваемое на поршень, уравнивается натяжением винтовой цилиндрической пружины 4, работающей на растяжение. Один конец пружины укреплен неподвижно, а второй конец жестко соединен с поршнем. Перемещения поршня, пропорциональные воспринимаемому давлению, записываются пером 7 на диаграмме, вставленной в барабан 2, который приводится во вращение часовым механизмом 1. Осевое перемещение поршня с пером и вращательное движение барабана от часового механизма дают на диаграмме запись изменения давления во времени. В качестве рабочей жидкости, заполняющей внутреннюю полость манометрического блока, применяется спиртовой раствор жидкого мыла. Для контроля за температурой в скважине при измерении давления в корпусе прибора установлен максимальный ртутный термометр 6.

Глубинные манометры МГП выпускаются для различных пределов измерения давления, причем наибольший предел – от 0 до 35 МН/м². Предел измерения температур – от 10 до 100 °С.

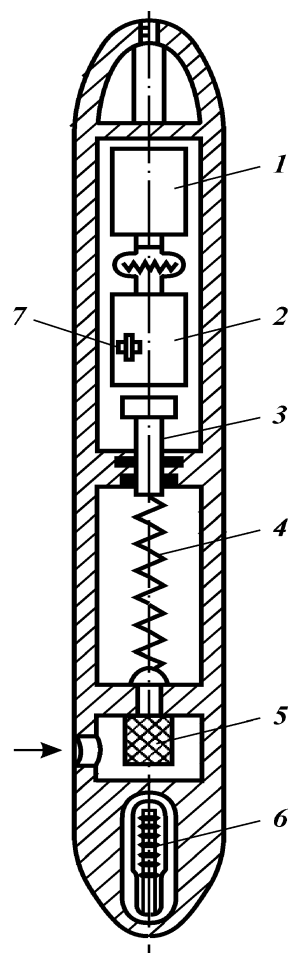


Рис. 5.46. Схема глубинного поршневого манометра МП

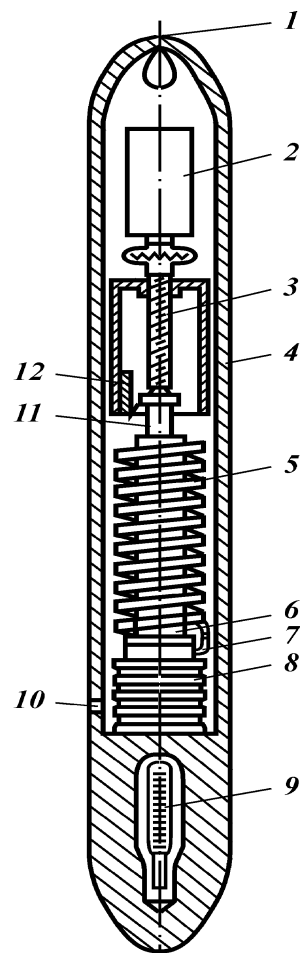


Рис. 5.47. Схема глубинного гелик-
сного манометра МГ:
1 – подвеска для проволоки; 2 –
часовой привод; 3 – ходовой винт;
4 – корпус; 5 – трубчатая пружина
(геликс); 6 – стержень; 7 –
капилляр; 8 – сильфон; 9 –
термометр; 10 – входное отверстие;
11 – ось (с пером); 12 – барабан (с
бумажным бланком)

Таблица 5.24

Техническая характеристика глубинных термометров

Показатель	ТТГ	"Сириус"
Пределы измерения, °С	0–30	0–60
	0–40	20–100
	0–60	40–140
		80–180
		120–220
Максимальное рабочее давление, МПа	30	150–250
Приведенная погрешность, %	1,5	До 100
Габариты, мм:		0,2–1,0
длина	1500	2000
диаметр	36	32
Масса, кг	6	10

Диаметр манометра 32 мм, поэтому его можно спускать в насосно-компрессорные трубы диаметром 60 мм.

Принципиальная схема глубинного геликсного манометра представлена на рис. 5.47.

Давление среды через отверстие 10 в корпусе прибора действует на сильфон 8, заполненный жидкостью. Внутренняя полость сильфона через канал в стержне 6 и капилляр 7 сообщается с внутренней полостью витой трубчатой (геликсной) пружины 5.

Для штанговой эксплуатации используются манометры МПМ-4, ДЛПМ-2М и термометры типа "Сириус", при этом НКТ должны быть расположены эксцентрично.

По давлению и температуре на забое и различных глубинах по стволу скважины можно судить о характере процесса добычи нефти и состояния скважин (табл. 5.24).

5.8. Обслуживание глубинно-насосных установок

Надежная работа глубинно-насосных установок возможна при правильном подборе оборудования, соответствии технологического режима эксплуатации скважины, качественном выполнении монтажных работ и точном уравнивании, а также при своевременных профилактических ремонтах и смазках.

В начале эксплуатации станка-качалки необходим контроль за состоянием сборки, крепления подшипников, затяжки кривошипных и верхних пальцев на шатуне, а также за уравниванием, натяжением ремней и отсутствием течи масла в редукторе и т.п. Кроме того, следует проверять соответствие

мощности и скорости вращения вала электродвигателя установленному режиму работы станка. При подключении электродвигателя необходимо, чтобы кривошипы вращались по стрелке, указанной на редукторе.

В процессе эксплуатации следует регулярно проверять и смазывать узлы станка-качалки и редуктора в соответствии с инструкцией по их эксплуатации.

После пуска в эксплуатацию нового редуктора через 10–15 сут необходимо вылить из него масло и промыть керосином или соляровым маслом для удаления частиц металла. При повторном использовании слитого масла его необходимо профильтровать. Наличие масла в редукторе проверяют через контрольные клапаны или щупом. Уровень масла в редукторе должен быть между нижним и верхним контрольными клапанами.

Для механизированной смены смазки в редукторах и подшипниковых узлах станка-качалки следует применять агрегаты АРОК, АЗИНМАШ-48 и МЗ-131СК.

Для повышения срока службы механизмов станка-качалки и улучшения энергетических показателей установки особое внимание необходимо уделять уравниванию. При работе неуравновешенного балансира СК в течение каждого двойного хода электродвигатель нагружается неравномерно. Колебания нагрузок отрицательно влияют на прочность станка и приводят к преждевременному выходу из строя электродвигателя.

В редукторных станках-качалках для уравнивания используются противовесы, установленные на кривошипе и балансира. Их поставляют со станком-качалкой. Число противовесов, необходимых для уравнивания, определяют по графикам, прикладываемым к инструкции по монтажу и эксплуатации станка-качалки. Для установки противовесов на требуемом расстоянии на кривошипе имеются шкалы, нулевые отметки которых находятся против центра вала.

При кривошипном уравнивании устанавливают от одного до четырех грузов на каждом кривошипе. Для определения числа грузов, а также нахождения положения этих грузов необходимо пользоваться графиками при кривошипном и комбинированном уравнивании.

Уравнивающий момент $M_{ур}$ (в кН·м) в соответствии с графиками $M_{ур} = f(R)$ ориентировочно определяется по формуле

$$M_{ур} = S(P_{шт} + 0,5P_{ж}),$$

где S – длина хода устьевого штока, м; $P_{шт}$ – вес штанг в жидкости, Н; $P_{ж}$ – вес жидкости в трубе, вычисленный на полную площадь плунжера скважинного насоса, Н.

Правильность уравнивания проверяется замером тока электродвигателя на всех режимах откачки с помощью амперклещей.

В процессе эксплуатации станков-качалок возможны внеплановые ремонты, вызванные отказами и авариями.

Ремонты станков-качалок подразделяются на два вида: текущий и капитальный.

Текущий ремонт должен обеспечивать работоспособность станков-качалок до их капитального ремонта. При текущем ремонте проверяют состояние станка-качалки и при необходимости заменяют канатные подвески, головки балансира, серьги, шатуны, тормозной шкив и ленты, подшипники, втулки и пальцы, оси; крепежные и стопорные детали, смазку, исправляют погнутости; ликвидируют трещины и отколы; ремонтируют рамы, лестницы и ограждения; проверяют фиксаторы головки; регулируют СК и при необходимости его красят. Ремонт завершается уравниванием станка-качалки.

При текущем ремонте редуктора станка-качалки его частично разбирают; проверяют состояние валов, вала-шестерни, шкива, крышек подшипников и при необходимости заменяют изношенные подшипники; регулируют осевой зазор подшипников качения; заменяют изношенные манжеты, уплотнительные кольца, прокладки; исправляют шпоночные пазы валов и зачищают зубья шестерен; заменяют изношенные крепления и стопорные детали; после сборки и смены смазки регулируют легкость вращения редуктора.

Капитальный ремонт кроме работ, перечисленных при текущем ремонте, предусматривает полную разборку узлов и их ремонт.

Капитальный ремонт станков-качалок выполняется специализированными ремонтно-монтажными бригадами по узловому методу. При этом узел, имеющий негодные детали, заменяют новым или отремонтированным. Замененный узел передают в ремонтную базу для восстановления. Посадочные и присоединительные размеры станков-качалок существующих типов выполняются в пределах допусков, а детали и иглы взаимозаменяемы.

Ремонтно-механические мастерские или базы для этой цели должны иметь запасные узлы всех типоразмеров, находящихся в эксплуатации.

Период работы оборудования между любыми очередными

плановыми работами, называется межремонтным периодом (МРП). Для станков-качалок его продолжительность по текущему ремонту равна 2750 ч.

5.9. Техника безопасности при штанговой эксплуатации скважин

Основные положения по технике безопасности при штанговой насосной эксплуатации скважин – ограждение движущихся частей станка-качалок, обслуживание электрооборудования и выполнение требований при ремонте. Серьезные требования предъявляются к оборудованию устья скважины, принятому к серийному производству, к числу которого относятся устьевые сальники типа СУС.

При монтаже и эксплуатации станков-качалок основными требованиями по технике безопасности являются следующие.

1. СК необходимо монтировать под руководством опытного бригадира или мастера при помощи монтажных приспособлений или крана.

2. Все движущиеся части станка должны быть ограждены.

3. При нижнем положении головки балансира расстояние между траверсой подвески сальникового штока и устьевым сальником должно быть не менее 20 см.

4. Запрещается проворачивать шкив редуктора вручную и тормозить его подкладыванием трубы, лома и других предметов.

5. Запрещается снимать клиновой ремень при помощи рычагов, устанавливать и снимать ремень необходимо путем передвижения электродвигателя.

6. При замене пальцев кривошипа шатун требуется надежно крепить к стойке станка.

7. Осмотр или замену отдельных частей станка следует выполнять при остановке и затормаживании СК.

8. Перед пуском станка-качалки необходимо убедиться в том, что тормоз освобожден, ограждения установлены (закреплены) и нет посторонних людей в опасной зоне.

9. До начала ремонтных работ на установке привод должен быть отключен, а на пусковом устройстве укреплен плакат: "Не включать – работают люди". На скважинах с автоматическим и дистанционным управлением пускового устройства должен быть укреплен щит с надписью: "Внимание! Пуск автоматический".

10. Устье скважины рекомендуется оборудовать клапаном для предотвращения разлива нефти через сальник при обрыве полированного штока.

Управление электродвигателем станка-качалки обычно проводится упрощенной системой блокировки и защиты. Разработан блок управления БУС-ЗМ, с помощью которого можно осуществлять управление в ручном, автоматическом, дистанционном и программном режимах работы. Он также проводит самозапуск установки после случайного отключения электроэнергии. Блок управления позволяет отключать установку при обрыве клиновых ремней и полированного штока, при заклинивании плунжера насоса и редуктора, а также при резком изменении нагрузки электродвигателя. Отключение установки регулируется по времени срабатывания аппаратуры и отклонению контролируемых параметров.

При обслуживании электропривода персонал должен работать в диэлектрических перчатках. Скважинная насосная установка перед пуском в эксплуатацию должна быть заземлена. В качестве заземлителя электрооборудования следует использовать кондуктор скважины. При этом кондуктор связывают с рамой станка двумя заземляющими проводниками (сечение каждого 50 мм²), приваренными в разных точках кондуктора и рамы, доступных для осмотра. Для заземления, кроме каната, используют стальной проводник различного профиля: круглого, полосового, углового и др. Для защиты от поражения электрическим током при обслуживании станка-качалки применяют изолирующие подставки.