МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет
имени К. И. Сатпаева

С. А. Заурбеков

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ БУРОВОГО ВЕРТЛЮГА

Учебное пособие
для обучающихся по специальности 5В072400 –
«Технологические машины и оборудование
для нефтегазовой отрасли»

Алматы 2015

УДК 622.24 (075.8)
ББК 33.13я73
Б 92

Печатается по плану издания Министерства образования и науки Республики Казахстан на 2015 г.

Рецензент Федоров Б.В., д.т.н., профессор кафедры ТиТБС КазНТУ.

Заурбеков С. А.

Б 92 Проектирование конструкции бурового вертлюга. Учеб. пособие для обучающихся по специальности 5В072400 – «Технологические машины и оборудование для нефтегазовой отрасли». –Алматы: КазНТУ имени К. И. Сатпаева, 2014. – 100 С. 1 – 90. Илл. – 26. Табл. – 14. Список лит. – 13 назв.

ISBN 978-601-228-778-3

Учебное пособие, составлено в соответствии с требованиями типовых и рабочих программ, а также требованиями методического совета Института геологии и нефтегазового дела имени К. Турысова. Учебное пособие направлено на получение знаний, умений и навыков, обучающимися по специальности 5В072400, по основам проектирования буровых машин и механизмов.

В учебном пособии приводится краткое описание и классификация существующих конструкций российских, американских и китайских вертлюгов применяемых в буровых установках для глубокого бурения скважин на нефть и газ, подробно рассматривается устройство и принцип их работы. Приводятся рекомендации по выбору прототипа проектируемого вертлюга в соответствии с заданием на проектирование и методика расчета эксплуатационных нагрузок и конструктивных параметров, а также проверочные расчеты на прочность отдельных, наиболее нагруженных деталей вертлюга.

Учебное пособие может быть использовано при выполнении практических занятий по дисциплинам «Буровые машины и комплексы», «Буровое оборудование», «Расчет и конструирование бурового оборудования».

Учебное пособие предназначено да студентов очной, заочной и дистанционной форм обучения по специальности 5В072400 – «Технологические машины и оборудование нефтегазовой отрасли», а также обучающихся по специальности 5В070800 – «Нефтегазовое дело».

© Заурбеков С. А., 2015 г.
© КазНТУ, 2015 г.

ВВЕДЕНИЕ

Бурение скважин охватывает широкий круг вопросов, всесторонне осветить которые по принципу последовательного рассмотрения каждого технологического процесса и операции, основ проектирования и принципов реализации их на производстве сложно. Следует остановиться на основных способах бурения.

Бурение скважин – это процесс сооружения направленной горной выработки большой длины и малого (по сравнению с длиной) диаметра. Начало скважины на поверхности земли называют устьем, дно – забоем.

Отечественные предприятия на текущий момент времени оснащены в основном буровыми установками, выпущенными в России и Китае, при этом также используются отдельные установки американского, немецкого, румынского производства, а также других зарубежных стран и они успешно конкурируют между собой, и одним из ответственных элементов в комплексе буровой установки является вертлюг.

Вертлюг – промежуточное звено между талевой системой и бурильным инструментом. Он обеспечивает свободное вращение инструмента и подачу бурового раствора в колонну труб.

При этом вертлюг является соединительным звеном между талевой системой и буровым инструментом. Вертлюг должен удерживать подвешенную к нему колонну бурильных труб и амортизировать при ее резких движениях, попросту говоря сглаживать ее рывки при спускоподъемных операциях.

Вертлюг также предназначен для подвода бурового раствора во вращающуюся бурильную колонну. В процессе бурения вертлюг подвешивается к автоматическому элеватору, либо к крюку талевого механизма и посредством гибкого шланга соединяется со стояком напорного трубопровода буровых насосов. При этом ведущая труба бурильной колонны соединяется с помощью резьбы с вращающимся стволом

вертлюга, снабженным проходным отверстием для бурового раствора. Во время спускоподъемных операций вертлюг с ведущей трубой и гибким шлангом отводится в шурф и отсоединяется от талевого блока.

При бурении забойными двигателями вертлюг используется для периодических проворачиваний бурильной колонны с целью предотвращения прихватов.

И поэтому он является ответственным буровым оборудованием в плане надежности. Вертлюг должен обеспечивать бесперебойную работу бурильного инструмента, а также безопасность обслуживающего персонала.

1. ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ БУРОВЫХ ВЕРТЛЮГОВ

1.1. Назначение и требования, предъявляемые к вертлюгам

Вертлюг предназначен для подвода бурового раствора во вращающуюся бурильную колонну. В процессе бурения вертлюг подвешивается к автоматическому элеватору либо к крюку талевого механизма и посредством гибкого шланга соединяется со стояком напорного трубопровода буровых насосов. При этом ведущая труба бурильной колонны соединяется с помощью резьбы с вращающимся стволом вертлюга, снабженным проходным отверстием для бурового раствора. Во время спускоподъемных операций вертлюг с ведущей трубой и гибким шлангом отводится в шурф и отсоединяется от талевого блока. При бурении забойными двигателями вертлюг используется для периодических поворачиваний бурильной колонны с целью предотвращения прихватов.

К вертлюгам предъявляются следующие основные требования:

- поперечные габариты не должны препятствовать его свободному перемещению вдоль вышки при наращивании бурильной колонны и спускоподъемных операциях;
- быстроизнашиваемые узлы и детали должны быть удобными для быстрой замены в промысловых условиях;
- подвод и распределение масла должны обеспечить эффективную смазку и охлаждение трущихся деталей вертлюга;
- устройство для соединения с талевым блоком должно быть надежным и удобным для быстрого отвода и выноса вертлюга из шурфа.

Конструкция вертлюга должна удовлетворять следующим требованиям:

- иметь достаточную прочность, исключающую разрушение или деформацию деталей при действии максимальной нагрузки;
- безотказность и долговечность должны быть достаточными для осуществления длительного процесса бурения;

- уплотнения должны обеспечить надежную герметизацию предотвращающую утечки промывочной жидкости и масла;
- обеспечивать быструю и легкую смену изнашиваемых деталей (монтаж, сменной трубы, деталей уплотнения масляной ванны);
- проточная часть вертлюга должна быть износоустойчивой и обеспечивать минимальные гидравлические потери;
- размеры корпуса должны быть достаточными для размещения необходимого количества смазки и отвода тепла;
- предупредить отвинчивание бурового инструмента, имеющего правую резьбу;
- иметь устройства для заливки слива и контроля уровня масла, иметь сапун выпуска паров нагретого масла;
- конструкция должна быть по возможности простой в изготовлении эксплуатации и ремонте;
- иметь штроп для подвески его на крюк буровой установки или к боковым «серьгам» автоматического элеватора;
- иметь ограничение перемещения.

В процессе эксплуатации вертлюг испытывает статические осевые нагрузки от действия веса бурильной колонны и динамические нагрузки, создаваемые продольными колебаниями долота и пульсацией промывочной жидкости. Детали вертлюга, контактирующие с раствором, подвергаются абразивному износу. Износостойкость трущихся деталей вертлюга снижается в результате нагрева при трении.

1.2. Классификация и технические характеристики вертлюгов

1.2.1. Классификация вертлюгов

Основным критерием при классификации вертлюгов является их грузоподъемность. В соответствии с российским ГОСТом 25316-82, вертлюги по грузоподъемности должны соответствовать одному из значений ряда: 40, 63, 100, 200, 320, 500, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3200, 4000, 5000, 8000 кН.

Для бурения скважин на нефть и газ используются вертлюги грузоподъемностью от 1250 до 8000 кН.

1.2.2. Вертлюги российского производства

Вертлюги, применяемые для глубокого бурения скважин на нефть и газ, по грузоподъемности делятся на 6 классов, хотя Буровые установки (БУ) выпускаются 11-ти классов. Значительное снижение классов вертлюгов связано с тем, что их легко можно заменить в процессе бурения скважин.

В российской федерации полный комплект бурового оборудования выпускается на Волгоградском заводе буровой техники (ВЗБТ) и Уралмашзаводе (УЗТМ). В связи с этим в первую очередь рассмотрим вертлюги, выпускаемые на данных двух предприятиях.

Исторически сложилось, что продукция, выпускаемая на ВЗБТ предназначено для оснащения буровых установок, предназначенных для проводки скважин до глубины порядка 4000 метров, оснащенных мачтовыми вышками и оборудованием относительно небольшой мощности. Вертлюги ВЗБТ характеризуются грузоподъемностью до 2500 кН и небольшими геометрическими размерами.

На ВЗБТ вертлюги выпускаются 3-х модификаций с грузоподъемностью от 1250 до 2500 кН. Техническая характеристика вертлюгов производимых на ВЗБТ приведена в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Техническая характеристика вертлюгов завода ВЗБТ

Параметры	М10.56.00.000	Б1.56.00.000	ВБ-250
Статическая грузоподъемность, кН (тс)	1250 (125)	1600 (160)	2500 (250)
Грузоподъемность при 100 об/мин ствола, кН (тс)	750 (75)	960 (96)	2000 (200)

Продолжение табл. 1.1

Максимальное число оборотов, об/мин	200	250	220
Диаметр проходного отверстия ствола, мм	76	76	76
Присоединительная резьба с обеих концов переводника и нижнего конца ствола	З-147Л ГОСТ5286-75	З-147Л ГОСТ5286-75	З-152Л ГОСТ5286-75
Максимально допустимое давление промывочной жидкости, прокачиваемое через вертлюг, МПа	25	25	32
Габаритные размеры, мм $(l \times b \times h)$	760x640x2970	760x640x2980	1070x910x2860
Масса, кг	1290	1310	2415

Габаритные размеры $(l \times b \times h)$ вертлюгов выпускаемых на ВЗБТ, приведены на рис. 1.1 (значения приведены в табл. 1.1).

Особенностью конструкций вертлюгов, производимых на ВЗБТ, является высокая динамическая грузоподъемность, увеличенное проходное отверстие и длина ствола вертлюга, что позволяет снизить гидравлические сопротивления при прокачке промывочной жидкости и нарезать новую резьбу взамен вышедшей из строя, тем самым, увеличивая срок службы.

На заводе УЗТМ выпускаются вертлюги повышенной грузоподъемности от 1600 до 5000 кН. Также по специальному заказу выпускаются вертлюги грузоподъемностью 8000 кН.

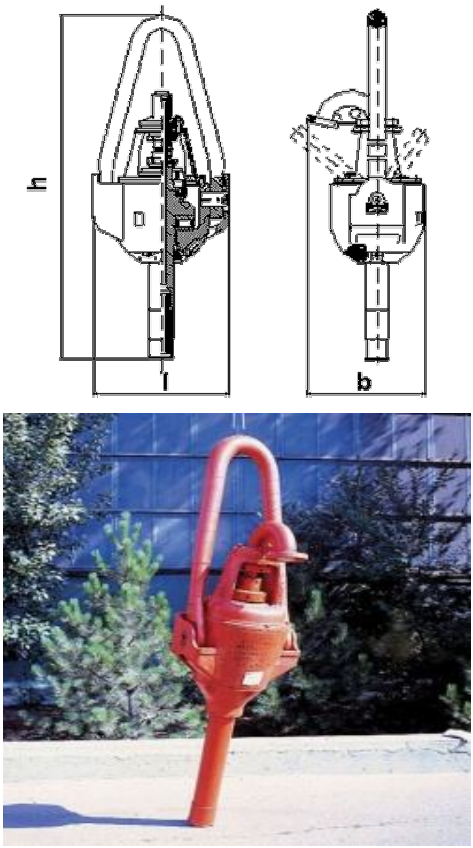


Рис. 1.1. Конструктивная схема и внешний вид вертлюга ВБ-250 (ВЗБТ)

Вертлюги, выпускаемые на УЗТМ, обладая высокой грузоподъемностью, отвечают высоким требованиям по надежности за счет следующих конструктивных решений:

– основная опора – упорный подшипник с коническими роликами – увеличивает ресурс работы вертлюга до капитального ремонта;

– отвод из высоколегированной стали повышенной стойкости к воздействию промывочной жидкости при высоких давлениях;

– конструкция нижней части корпуса вертлюга гарантирует надежную герметизацию масляной ванны;

– в быстроразъёмном уплотнении рабочая поверхность трубы в месте контакта с манжетами упрочнена плазменным напылением;

– срок службы манжет увеличен за счёт попеременного их включения во вращение либо одновременного включения со скоростью вращения в 2 раза меньше, чем скорость вращения ствола вертлюга.

Техническая характеристика вертлюгов производимых на УЗТМ приведена в табл.1.2.

Таблица 1.2

Техническая характеристика вертлюгов завода УЗТМ

Параметры/Модель	УВ 160МА	УВ 175МА	УВ 250МА	УВ 270МА	УВ 320МА	УВ 450МА	УВ 500МА
Грузоподъёмность, тс	160	175	250	270	320	450	500
Динамическая грузоподъёмность (по нормам API), тс	100	66	145	145	200	260	300
Наибольшее рабочее давление, МПа	35	35	35	35	35	35	35
Диаметр проходного отверстия, мм	75	75	75	75	75	75	75
Резьба переводника для соединения с вед. трубой (левая)	3152Л	3152Л	3152Л	3152Л	3152Л	3152Л	3152Л
Присоединительная резьба ствола (левая)	3152Л	3152Л	3152Л	3152Л	3177Л	3177Л	3177Л
Высота (без перевод.), мм (А)	2228	2228	2411	2411	2627	2990	3230
Ширина по пальцам штропа, мм (В)	950	950	1090	1090	1212	1375	1380
Масса, кг	1620	1590	2200	2200	2980	4100	5670

Габаритные размеры (А и В) вертлюгов, выпускаемых на УЗТМ, приведены на рис. 1.2.

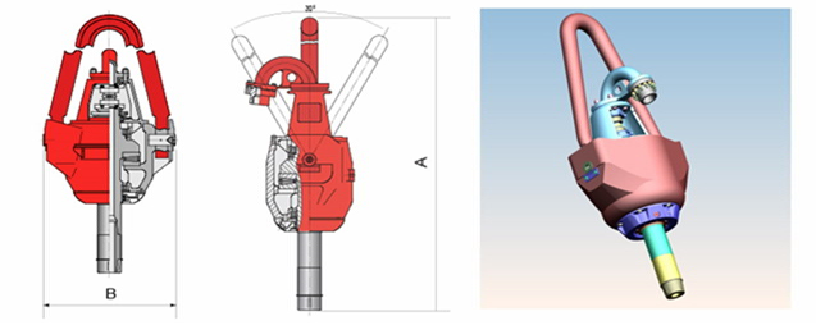


Рис. 1.2. Конструктивная схема и внешний вид вертлюга УВ-320МА (УЗТМ)

Помимо ВЗБТ и УЗТМ, вертлюги выпускает в России целый ряд других заводов. С нашей точки зрения особый интерес представляют также вертлюги, выпускаемые компанией «Химсталькомплект», отличительной особенностью которых является повышенная грузоподъемность, удлиненный ствол и возможность удлинения штропа.



ВБ-125 ВБ-140 ВБ-160 ВБ-200 ВБ-250

Рис. 1.3. Вертлюги, выпускаемые компанией «Химсталькомплект»

Вертлюги, выпускаемые данной компанией, приведены на рис. 1.3, отличительной особенностью внешнего вида является присвоение каждому классу вертлюгов своего цвета, что очень удобно.

Основные технические характеристики буровых вертлюгов, выпускаемых компанией «Химсталькомплект», приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Буровые вертлюги компании «Химсталькомплект»

Показатели	ВБ-125	ВБ-140	ВБ-160	ВБ-200	ВБ-250
Грузоподъемность статическая, кН (т)	1600 (160)	1750 (175)	2000 (200)	2500 (200)	3120 (312)
Грузоподъемность динамическая, кН (т)	1250 (125)	1400 (140)	1600 (160)	2000 (200)	2500 (250)
Наибольшее давление прокачиваемой жидкости, МПа	21	25	32	35	35
Наибольшая частота вращения ствола, об/мин	200	200	200	200	200
Диаметр условного прохода, мм	75	75	75	75	75
Диаметр струны штропа, мм	70	72	80	90	100
Присоединительная резьба	З-133 лев	З-140	З-140 лев.	З-147 лев.	З-152 лев.
Габариты $H \times L \times B$, мм	1845х 555х 375	1845х 555х 375	2000х 550х 400	2000х 550х 400	2000х 840х 580
Габариты с удлиненным штропом, мм	2395х 555х 375	2395х 555х 375	2550х 550х 375	2550х 550х 400	2550х 840х 580
Масса, кг (с удлиненным штропом)	410 (460)	420 (475)	620 (700)	645 (780)	980 (1100)

Как следует из данных, приведенных в табл. 1.3, буровые вертлюги, производимые данной компанией, обладают рядом существенных преимуществ, а именно:

- в качестве основного подшипника используется более совершенный упорный сферический роликовый подшипник (вместо упорного роликового конического подшипника);
- уменьшена масса вертлюга на 30–40 % по сравнению с аналогами;
- габариты вертлюга уменьшены также за счет применения упорного сферического подшипника;
- при работе упорный сферический подшипник выделяет значительно меньше тепла;

- в сальниковом узле верхнего уплотнения применяются полиуретановые манжеты;
- ресурс верхнего уплотнения (сальника) увеличен в 2 и более раз, в зависимости от условий эксплуатации;
- легко меняются манжеты (сальники) за счет простой и надежной конструкции узла верхнего уплотнения с быстросъемными гайками;
- имеются модификации вертлюга для работы с телесистемой. В отводе (гусаке) имеется дополнительный ввод для телесистемы;
- для удобства работы с телесистемой вертлюг может быть оснащен удлиненным на 540 мм штропом.

1.2.3. Вертлюги производства США

Американские буровые вертлюги подходят для любых видов буровых работ, как для традиционного, так и для верхнего привода. Имеют грузоподъемность от 1500 до 7500 кН. Основные технические характеристики вертлюгов американского производства приведены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Техническая характеристика вертлюгов американского производства получивших широкую известность

Параметры	N-47	N-69	P-400	P-500	P-650	Айдеко
Статическая грузоподъемность, МН	1,89	2,67	3,56	4,45	5,78	5,0
Динамическая грузоподъемность при частоте вращения 100 мин$^{-1}$, МН	1,15	1,63	2,38	2,98	4,02	2,86
Высота вертлюга, м	2,04	2,19	2,35	2,45	2,54	2,84
Масса сухого вертлюга, т	1,0	1,3	2,13	2,58	3,0	2,5
Емкость масленной ванны, л	25	50	70	90	120	95
Диаметр отверстия ствола, мм	76	76	76	76	76	76

Все вертлюги, выпускаемые в США, одинаковы по конструктивной схеме и незначительно отличаются между собой в выполнении отдельных элементов. Допускаемая скорость вращения превышает 400 об/мин. Как правило, все вертлюги обтекаемой формы.

Ствол вертлюга установлен на системе опор, состоящей из основной опоры – упорного роликоподшипника с коническими роликами, воспринимающего основной вес бурильной колонны, вспомогательного упорного шарикоподшипника, который воспринимает случайные осевые нагрузки снизу вверх, и двух радиальных направляющих роликоподшипников, расположенных по обе стороны основной опоры. В некоторых вертлюгах вспомогательный упорный и верхний направляющий подшипники заменены одним радиально-упорным подшипником. Обычно вертлюг имеет три сальника, один грязевый и два масляных (верхний и нижний). Грязевый сальник состоит из набора шевронных уплотнительных колец. Масляные сальники состоят из двух пружинно-манжетных уплотнений каждый. Корпуса вертлюгов большинства американских фирм с наружной стороны сверху имеют два односторонних выступа, между которыми вставлена резиновая подушка, служащая амортизирующей опорой для постоянно подвешенных на борте штропов и для уменьшения шума в буровой.

Вся линейка буровых вертлюгов предназначена для эксплуатации в самых тяжелых условиях и при большом давлении. Буровые вертлюги производства США, обладают превосходными характеристиками, легкостью поворота, способностью к длительной и непрерывной эксплуатации, наличие удлиненной горловины сводит к минимуму ограничение потока жидкости.

Вертлюги моделей А-500 и А-650, могут дополнительно оснащаться удлиненными горловинами для подачи жидкости под высоким давлением, до 51,7 МПа. В шифре цифра указывает на грузоподъемность в тоннах.





Рис. 1.4. Вертлюги производства США

Техническая характеристика вертлюгов моделей А производимых в США приведена в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Техническая характеристика вертлюгов США

Модель	A (дюймы - мм)	B (дюймы - мм)	C (дюймы - мм)	D (дюймы - мм)	E (тип резьбы)	Рабочее давление	Вес (фунты - кг)
A-200	82 7/8 – 2105	34 7/8 – 886	19 – 482.6	3 – 76	4 1/2 – FH	5000	2600 – 1180
A-300	89 3/4 – 2280	35 3/4 – 908	21 – 533	3 – 76	5 1/2 – REG	5000	3500 – 1588
A-400	91 1/2 – 2298	39 1/2 – 1003	22 – 559	3 – 76	6 5/8 – REG	5000	4690 – 2127
A-500	96 1/2 – 2451	45 1/2 – 1156	22 – 559	3 – 76	7 5/8 – REG	5000	5670 – 2572
A-650	123 5/8 – 3140	55 1/4 – 1403	24 7/8 – 632	3 – 76	7 5/8 – REG	5000 – 7500	9900 – 4490
A-750	123 5/8 – 3140	55 1/4 – 1403	24 7/8 – 632	4 – 101	8 5/8 – REG	7500	11000 – 4990

Габаритные размеры (A x B x C x D x E) вертлюгов производства США, приведены на рис. 1.5.

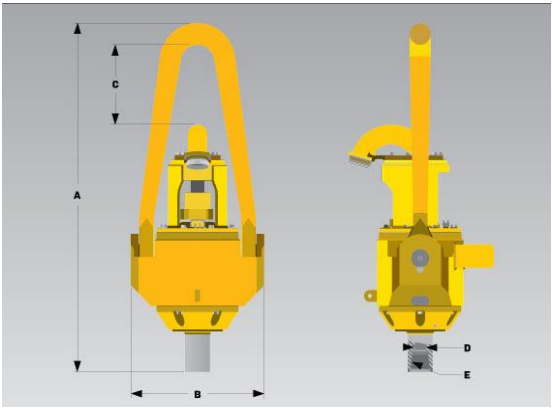


Рис. 1.5. Схема определения габаритных размеров вертлюгов (США)

Буровые вертлюги в США выпускает целый ряд фирм «Bowen», «Industrialexport», «A-Z/Грант Интернэшнл», "Резерфорд-Петко", "Нэйшенл" и др. Кратко рассмотрим особенности продукции наиболее известных фирм.

Фирма «Bowen» предлагает целый набор силовых вертлюгов, от малых портативных установок, чаще всего применяемых для мелких ремонтных работ, до моделей с крутящим моментом до 2 кН·м, предназначенных для глубокого бурения или работ, связанных с крупным свайным сооружением. Имеются также установки, частоту вращения и момент которых можно приспособить к любому виду работ.

Все силовые вертлюги «Bowen» создаются для получения сглаженного, без ударной нагрузки и крутящего момента, что снижает износ бурильной колонны. Благодаря применению силового вертлюга «Bowen» в большинстве случаев снижается потребность в цепных и трубных ключах, вращателях для добавления трубы и это сокращает количество запусков и остановок, что в свою очередь снижает износ деталей насосов, лебедок и прочего бурового оборудования.

Все модели S-45, HDS-2, S-2,5, S-3, S-3,5, S-200, S-300 имеют гидропривод и соответствующий трейлер или установлены на салазках вместе с барабаном силового шланга и

хорошо согласованным дизельным приводом. На большей части моделей вертлюги или несущие переводники стойки стандартны. Блоки управления могут быть из разряда пневматических, электрических или униблочных (гидравлических) и монтируются на портативных стойках, которые можно устанавливать отдельно от блока питания. Калиброванные приборы для измерения крутящего момента стандартны.

Силовые вертлюги S-2,5 и S-3,5 с хорошо согласованными силовыми блоками примерно на 25 % легче других аналогов по грузоподъемности, крутящему моменту и скоростным характеристикам.

В рассматриваемых конструкциях вертлюгов S-2,5 и S-3,5 применяется замкнутая гидравлическая система с переменной подачей, допускающая реверсирование через центральные насосы и имеющая, как правило, пневматическое управление (предусмотрено также и электрическое управление). Частоту вращения можно изменять на протяжении всего рабочего цикла. Управление крутящим моментом напорно-компенсаторного типа обеспечивает отключение управления частотой вращения для достижения нужного максимального крутящего момента. Стандартные вертлюги имеют крутящий момент от 0,3 кН·м и частоту вращения 195 мин$^{-1}$ для S-2,5A до 0,8 кН·м и 155 мин$^{-1}$ для S-3,5.

Силовые вертлюги S-200 и S-300 фирмы «Bowen» представляют собой конструкцию с гидравлическим приводом для вращения труб. Компактная модель S-200 согласно проекту выдерживает растягивающие нагрузки на трубы до 2 МН (200 т) без вращения и 1,06 МН (106 т) динамической нагрузки при частоте вращения до 100 мин$^{-1}$. У модели S-300 расчетная динамическая нагрузка 3 МН (300 т) при 50 мин$^{-1}$.

Обе установки оснащены промывочным узлом, что допускает циркуляцию через бурильный инструмент во время вращения или в неподвижном положении. Расчетные номинальные характеристики силового вертлюга модели S-200 для крутящего момента 1,1 (максимум) при 160 мин$^{-1}$ (максимум). У модели S-300 – 1,5 кН·м при 100 мин$^{-1}$, соответственно. Существует модель с дополнительной характеристикой 1,9 кН·м.

Насос с переменной подачей и гидравлическая система позволяют бесконечно менять крутящий момент и частоту вращения в пределах, указанных выше, при этом не нужно переставлять шестерни или останавливать и вновь включать вертлюг. Силовые вертлюги Bowen S-200 и S-300 поставляются в комплекте с соответствующей силовой установкой, а также с пневматическим или электрическим дистанционными средствами контроля. Все указанные компоненты установлены на салазки или трейлер и образуют единую прочную портативную конструкцию.

Вертлюги фирмы «Industrialexport», в частности вертлюг СН-200 обладает длительным сроком службы, быстрым подсоединением и отсоединением бурового рукава. Основное преимущество вертлюгов этого типа состоит в жесткой установке отвода, позволяющей выдерживать любое изменение направления бурового рукава.

Производятся вертлюги и для геологоразведочного бурения, позволяющие достигать частоту вращения до 1500 мин$^{-1}$ без осевой нагрузки и выдерживать колонну бурильных труб весом до 3,2 МН без вращения.

Промывочные вертлюги предназначены для использования с подъемниками румынского или российского производства при текущем и капитальном ремонте скважин. Выпускаются в двух вариантах грузоподъемностью 0,5 МН (50 т) и 0,8 МН (80 т). Рассчитаны для работы при температуре окружающей среды от –40 до + 40 ºС.

Морской вертлюг фирмы «A-Z/Грант Интернэшнл» такой, как A-Z MSB-10 используется на плавучих буровых установках для подвески морской труборезки A-Z в стволе и удержания ее на одном и том же уровне в процессе работы. Особенности:

- обеспечивает плавную резку даже в самых неспокойных морях;
- герметизированная конструкция типа масляной бани обеспечивает долгую безаварийную работу и низкие расходы;
- один размер вертлюга подходит ко многим видам подвески (от 5,5 и выше).

Вертлюг фирмы "Резерфорд-Петко" для бурения скважин на море предназначен для поддержания стабильного положения

внутренней гидравлической труборезки при использовании её в морском бурении при качке. После спуска и установки на устье скважины вертлюг обеспечивает плавное ведение операций при работе труборезки.

Силовые вертлюги этой фирмы способны передавать крутящий момент в 1,1 кН·м и выдерживать нагрузку 2 МН (200 т). В установках применяется система гидравлики с замкнутой цепью переменной вместимости, допускающей реверс и имеющей пневматическое или электрическое управление.

Выпускаются две 500-тонные модели силовых вертлюгов фирмы "Нэйшенл" – односкоростная модель PS1 и двухскоростная PS2.

Особенности конструкций этих моделей: встроенный вертлюг – в системе используются коренной подшипник Р-650 и промывочная втулка (отдельного вертлюга не требуется); система с двумя направляющими – изолирует узлы вертлюга (подшипники и шток) от веса обсадных и бурильных труб. Эти модели рассчитаны на грузоподъёмность 5 МН (500 т), не требуется гидравлический привод – все функции выполняются с использованием электрического или пневматического привода.

Конструкция вертлюга РС-650 фирмы "Нэйшенл" (США) рассчитан на рабочую нагрузку 4,25 МН (425 т) при частоте вращения до 100 мин$^{-1}$ и допускает максимальную частоту вращения до 400 мин$^{-1}$. Главная опора – конический роликоподшипник хорошо смонтированный в корпусе, оригинально выполненная система смазки с вынесенной горловиной, что позволяет полость вертлюга заполнять жидкой смазкой до уровня, обеспечивающего надёжную смазку верхнего радиального роликового и упорного подшипников. Ствол вертлюга выполнен мощной конструкцией с проходным отверстием диаметром 76 мм, подвод бурового рукава приспособлен для резьбового соединения.

Вертлюги N-47, N-49 предназначен для диапазонов глубин бурения 1200–2750 м и вертлюги Р-400, Р-500, Р-650 для диапазонов глубин бурения 2400–10000 м фирмы "Нэйшенл", все с максимальной частотой вращения ствола 400–450 мин$^{-1}$, имеют несколько меньшую массу, чем отечественные при тех же диапазонах глубины бурения.

1.2.4. Вертлюги китайского производства

В настоящее время в Казахстане широко используются буровые установки китайского производства, оборудованных вертлюгами, краткая техническая характеристика которых приводится в табл. 1.3.

В Китае выпускаются вертлюги 6-ти классов с грузоподъемностью от 1,35 до 5,86 МН.

Выгодной особенностью конструкций вертлюгов китайского производства является то, что грязевая труба и уплотняющее устройство патронного типа и могут поменяться на буровой площадке без расстыковки с буровым шлангом и горловиной бурового вертлюга.

Радиус контактной поверхности серьги соответствует техническим условиям АНИ 8А. Расходные части и материалы имеют улучшенную взаимозаменяемость.

Технические характеристики вертлюгов производимых в Китае приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Техническая характеристика вертлюгов китайского производства

Модель		SL135	SL225	SL250	SL450	SL450S	SL586
Макс. допускаемая статич. нагрузка	кН	1 350	2 250	2 500	4 500	4 500	5 860
	фунт	300 000	500 000	560 000	1 000 000	1 000 000	1 300 000
Макс. скорость вращения	мин$^{-1}$	300	300	300	300	300	300
Макс. рабочее давление	МПа	35	35	35	35	35	35
	psi	5 000	5 000	5 000	5 000	5 000	5 000
Внутренний диаметр ствола	мм	64	75	75	75	75	75
	дюйм	$2^{1}/_{2}$	3	3	3	3	3
Резьба: - ствола	(API)	$4^{1}/_{2}$ REGIH	$6^{5}/_{8}$ REGIN	$6^{5}/_{8}$ REGIN	$7^{5}/_{8}$ REGIN	$7^{5}/_{8}$ REGIN	$7^{5}/_{8}$ REGIN
- вед.бур.трубы	(API)	$6^{5}/_{8}$ REGIN	$6^{5}/_{8}$ REGIN	$6^{5}/_{8}$ REGIN	$6^{5}/_{8}$ REGIN	$6^{5}/_{8}$ REGIN	$6^{5}/_{8}$ REGIN
Габариты (Д х Ш х В)	мм	2520x758 x840	2880x1026 x820	2880x1026 x820	3015x1096 x960	3015x1000 x960	3115x1143 x990
	дюйм	99x30x33	113x40x32	113x40x32	120x43x38	120x40x38	120x45x39
Вес	кг	1 341	2 246	2 246	2 700	3 161	4 000
	фунт	2 956	4 952	4 952	5 952	6 969	8 818

* - в шифре цифра указывает на грузоподъемность в тоннах.

На рис. 1.6 приведены вертлюги китайского производства разных модификаций.

Вертлюги в Китае, как и в других странах, выпускаются целым рядом заводов, ниже приводятся данные по вертлюгам с вращателями (Swivel with Spinner) выпускаемые китайской компанией “Oil Link”.



SL250S



SL450S

Рис. 1.6. Внешний вид вертлюгов китайского производства

Основным отличием различных видов вертлюгов, выпускаемых данной компанией, является допустимая осевая нагрузка. Конструктивные особенности различных моделей при этом практически не отличаются. Некоторые модели вертлюгов китайского производства могут иметь конструктивные особенности, определяемые требованиями к их производству в зависимости от производственных мощностей изготовителя.

Вертлюг с вращателем предназначается для подачи от насоса к забою скважин промывочной жидкости при турбинном и роторном бурении. Кроме того, вертлюг обеспечивает возможность вращения колонны труб, причем вращатель

навинчивает ведущую бурильную трубу. Разделяют пневматический и гидравлический тип вертлюга.

Таблица 1.7

Технические характеристики некоторых вертлюгов с вращателями фирмы “Oil Link”.

Модель	Макс. статическая нагрузка (кН)	Номинальная рабочая нагрузка (кН)	Макс. частота вращения (об/мин)	Макс. рабочее давление (МПа)	Резьба для соединения с буровым рукавом	Резьба нижней части переводника	Общие габариты (мм)	Масса (кг)
SL135	1350	1000	300	35	4LP	6 5/8REGLH	1800×680 ×590	1750
SL225	2250	1600	300	35	4LP	6 5/8REGLH	2420×980 ×780	2728
SL450	4500	3200	300	35	4LP	6 5/8REGLH	3450×109 6×830	2700

Вертлюг с вращателем отвечает требованиям технического обеспечения Американского нефтяного института 8С на этапах разработки и производства (условия указаны в «Спецификации для бурильного и подъемного оборудования»).

Таблица 1. 8

Габаритные характеристики вертлюгов XSL

Модель	Общие габариты (мм)	Общие габариты (дюймы)	Масса (кг)	Масса (фунты)
XSL135	1800×680×590	71×27×23	1968	4340
XSL170	2340×790×660	92×31×26	2268	5000
XSL225	2420×980×780	95×39×31	3000	6610
XSL450	3450×1096×830	136×43×33	2972	6550



XSL135



XSL170



XSL225



XSL450

Рис. 1.7. Внешний вид вертлюга типа XSL

1.3. Принципиальная конструктивная схема вертлюга

Вертлюги, применяемые в бурении эксплуатационных и глубоких разведочных скважин, имеют общую конструктивную схему и различаются в основном по допускаемой осевой нагрузке.

На рис. 1.8 показано схематическое устройство вертлюга для бурения глубоких скважин.

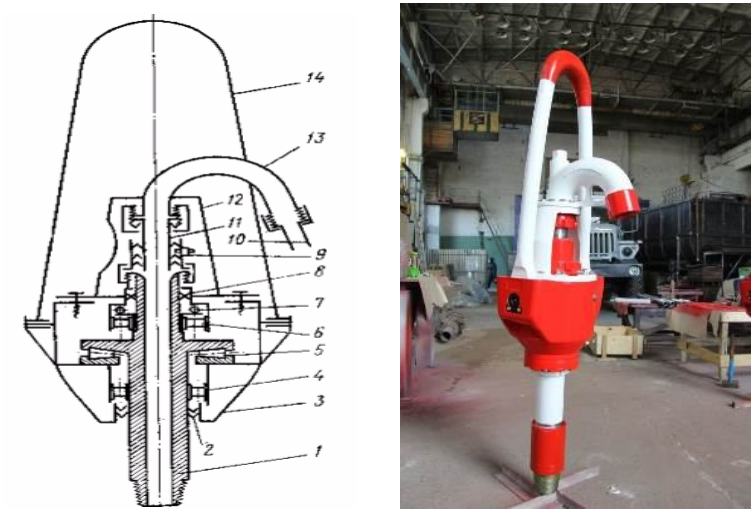


Рис. 1.8. Схематическое устройство вертлюга: *1 – ствол; 2, 8 – нижний и верхний масляные сальники; 3 – корпус; 4, 6 – подшипники радиальные нижний и верхний; 5 – опора главная; 7 – опора вспомогательная; 9 – уплотнение быстросменное; 10 – соединение быстроразъемное; 11 – труба напорная; 12 – крышка; 13 – подвод; 14 – штроп*

Основная вращающаяся деталь вертлюга – полый ствол, воспринимающий вес колонны.

Ствол, смонтированный в корпусе на радиальных и упорных или радиально-упорных подшипниках качения, снабжен фланцем, передающим вес колонны через главный опорный подшипник на корпус и далее на штроп. Опоры ствола вертлюга фиксируют его положение в корпусе, препятствуя осевым вертикальным и радиальным перемещениям и обеспечивая его устойчивое положение при вращении.

Вес корпуса вертлюга, толчки и удары от колонны снизу вверх воспринимаются вспомогательной осевой опорой, устанавливаемой обычно над главной. Ствол вертлюга является ведомым элементом. При принятом в бурении нормальном направлении вращения бурильной колонны (по часовой стрелке, если смотреть сверху на ротор) ствол и все связанные с ним

детали во избежание самоотвинчивания имеют стандартные конические левые резьбы. Вертлюг имеет штроп для подвески его на крюках различной конструкции. Штроп крепится к корпусу на осях и должен иметь возможность поворачиваться на угол до 40°.

Корпус имеет приливы, которые исключают консольный монтаж осей штропа, ограничивают поворот и устанавливают его в положение, удобное для захвата крюком, когда вертлюг с ведущей трубой находятся в шурфе.

К верхней крышке корпуса прикреплен изогнутый патрубок-подвод с резьбой или фланцем, к которому присоединяется напорный буровой рукав. Напорный сальник во время роторного бурения эксплуатируется в тяжелых условиях, срок его службы значительно меньше срока службы остальных деталей вертлюга, поэтому сальник выполняется быстросменным.

Проточную часть вертлюга выполняют обтекаемой формы для обеспечения минимальных гидравлических потерь и износа абразивными частицами, содержащимися в буровом растворе, движущемся со скоростью до 6 м/с. Размеры корпуса и конструкция вертлюга выполняются с учетом обеспечения надежной смазки всех опор и отвода от них тепла. В верхней и нижней частях корпуса для уплотнения зазора между корпусом и вращающимся стволом устанавливают самоуплотняющиеся манжетные сальники, которые защищают внутреннюю полость корпуса с масляной ванной от попадания в них влаги и грязи извне и удерживают масло от вытекания из нее при вертикальном рабочем и горизонтальном нерабочем положении вертлюга во время транспортировки и хранения.

Вертлюги снабжаются устройствами для заливки, спуска и контроля уровня масла, а также сапунами с отверстиями для уравновешивания с атмосферным давления воздуха, создающегося внутри корпуса при нагреве в процессе работы. Корпуса выполняются обтекаемой формы для того, чтобы вертлюг не цеплялся за детали вышки при перемещениях. Детали предохраняются от самоотвинчивания.

1.4. Описание конструкции вертлюга

Вертлюг состоит из вращающихся и не вращающихся деталей. К не вращающимся деталям относят – корпус, напорную трубку, отвод, штроп, нижнюю и верхнюю крышки. К вращающимся – ствол, основная и вспомогательные осевые опоры, радиальные опоры, быстросъемные уплотнения, переводник.

На рис. 1.9 показано конструкция современного вертлюга российского производства.

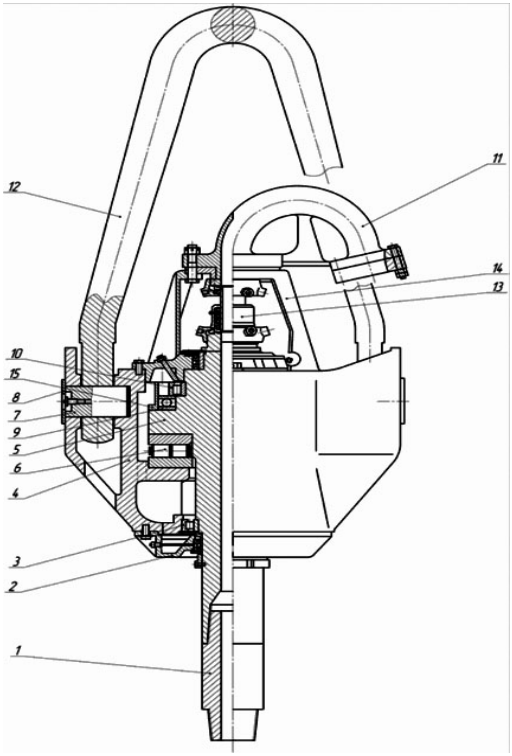


Рис. 1.9. Вертлюг буровой: *1 – переводник; 2, 14 – крышки; 3, 10 – радиальные роликовые подшипники; 4 – корпус; 5 – ствол; 6, 9 – упорные подшипники; 7 – палец; 8 – планка стопорная; 11 – отвод; 12 – штроп; 13 – быстросъемное уплотнение; 15 – стакан*

Конструктивные отличия некоторых узлов и деталей отечественных и зарубежных вертлюгов обусловлены требованиями изготовления и сборки, разрабатываемой с учетом производственных возможностей заводов-изготовителей, а также периодической модернизацией вертлюгов с целью повышения их надежности и долговечности.

1.4.1. Основные детали вертлюга

1.4.1.1. Корпус и штроп

Корпус 4 (см. рис. 1.10) вертлюга изготавливается из углеродистой или низколегированной стали, и представляет собой полую отливку с наружными боковыми карманами для штропа *12*, посредством которого вертлюг подвешивается к крюку талевого механизма.

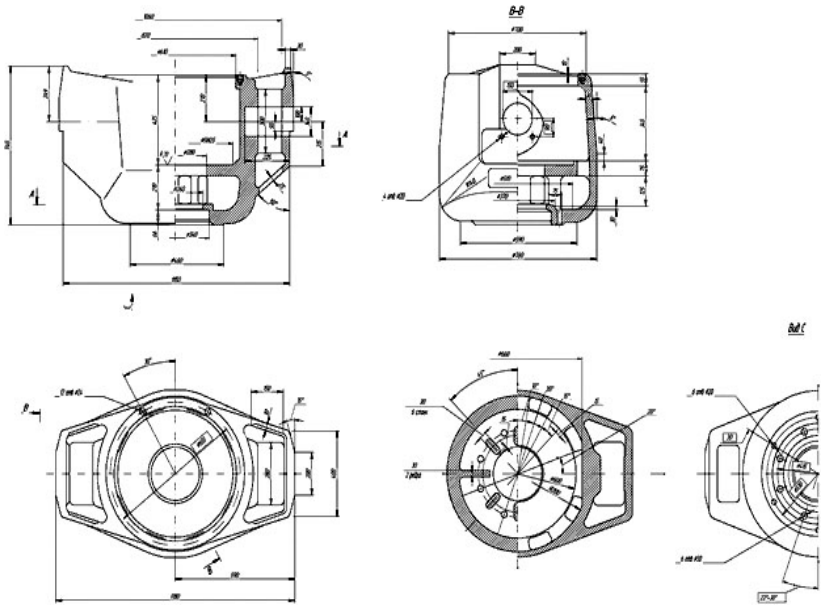


Рис. 1.10. Корпус вертлюга



Продолжение рис. 1.10. Корпус вертлюга

Штроп имеет дугообразную форму и круглое поперечное сечение. Он изготавливается методом свободной ковки из легированных сталей марок 40ХН, 38ХГН, ЗОХГСА (см. рис.1.11). На высаженных концах штропа растачиваются отверстия для пальцев *7*, соединяющих штроп с корпусом вертлюга.

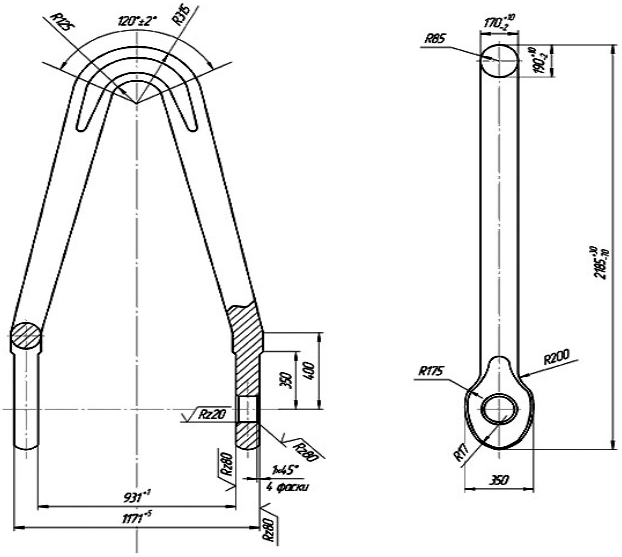


Рис. 1.11. Штроп вертлюга

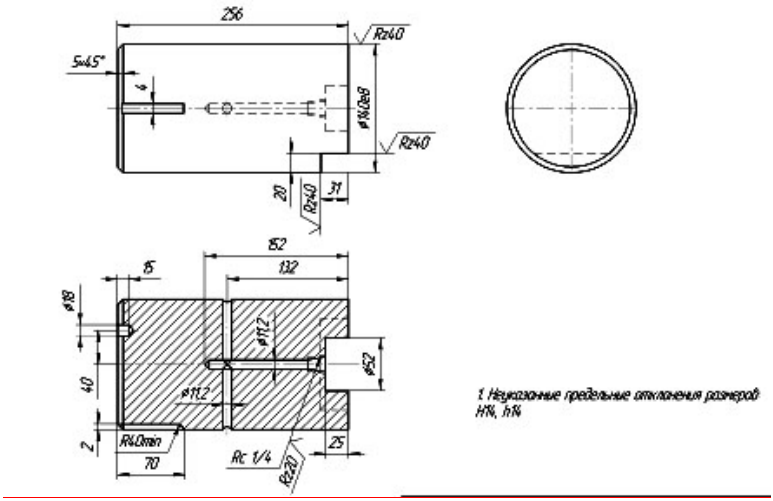


Рис.1.12. Палец штропа

Пальцы устанавливаются в горизонтальных расточках карманов и корпуса и предохраняются от выпадения и проворотов стопорной планкой 8, которая входит в торцовый паз пальца и приваривается к корпусу вертлюга. При отводе ведущей трубы в шурф штроп вертлюга отклоняется от вертикали и занимает положение, удобное для разъединения и соединения его с крюком талевого механизма.

Угол поворота штропа ограничивается стенками карманов корпуса вертлюга и не превышает 45°. Пальцы штропа имеют смазочные канавки и отверстия с резьбой для пружинных масленок. Резьба смазочных отверстий используется для завинчивания рым-болтов, с помощью которых проводится распрессовка пальцев вертлюга.

1.4.1.2. Ствол вертлюга

В корпусе вертлюга на упорных и радиальных подшипниках вращается ствол *5* (см. рис. 1.13) с переводником *1* для соединения вертлюга с ведущей трубой бурильной колонны. Ствол представляет собой стальной цилиндр с

центральным проходным отверстием для промывочной жидкости и с наружным фланцем для упорных подшипников.

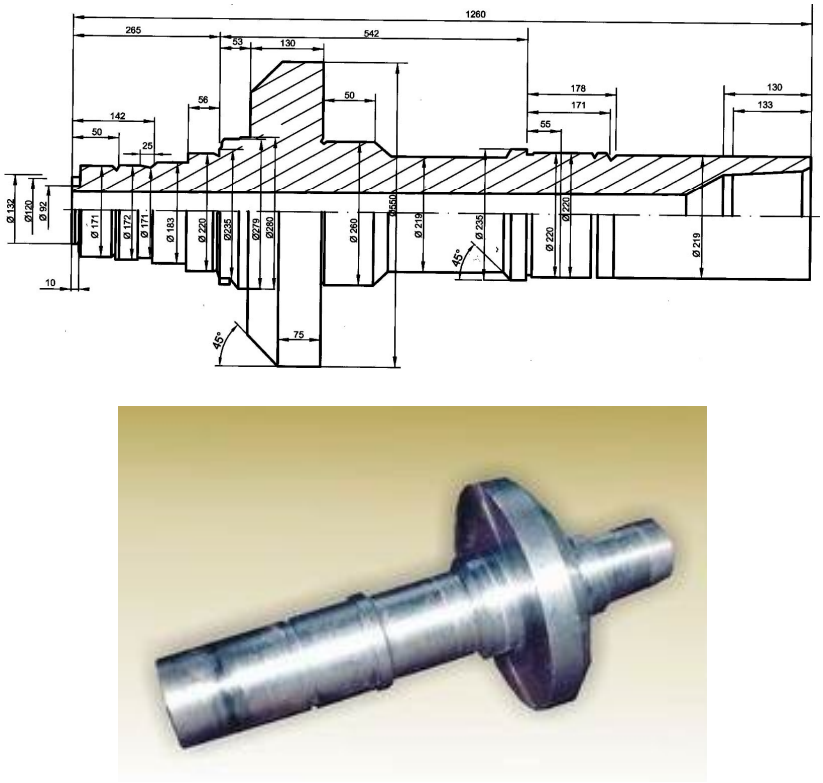


Рис. 1.13. Ствол вертлюга УВ-320

Ствол вращается с частотой бурового ротора и испытывает нагрузки, создаваемые бурильной колонной и промывочной жидкостью, нагнетаемой в скважину. По сравнению с другими несущими узлами и деталями ствол вертлюга наиболее нагружен. Это предъявляет повышенные требования к его прочности. Стволы вертлюгов изготовляют из фасонных поковок, получаемых методом свободной ковки.

Благодаря применению таких заготовок снижаются расход материала и затраты на механическую обработку. Для стволов

используют стали марок 40Х, 40ХН, 38ХГН, приобретающие в результате ковки более совершенную кристаллическую структуру и повышенные механические свойства.

Осевое положение ствола вертлюга фиксируется упорными подшипниками *6* и *9*. Основная опора ствола – подшипник *6*, нагружаемый весом ствола и бурильной колонны, когда вертлюг посредством штропа удерживается в подвешенном состоянии. Вспомогательной опорой ствола является подшипник *9*, нагружаемый собственным весом корпуса и других не вращающихся деталей, когда вертлюг опирается на ствол, а штроп вертлюга находится в свободном состоянии. Это происходит при установке вертлюга с ведущей трубой в шурф и в процессе бурения скважины, когда вследствие недостаточного веса бурильной колонны нагрузку на долото дополняют весом вертлюга.

В рассматриваемой конструкции вертлюга в основной опоре ствола установлен упорный подшипник с короткими цилиндрическими роликами. Благодаря укороченной длине снижается скольжение роликов относительно колец при вращении ствола. Это благоприятно влияет на износ и нагрев подшипников. Подшипники с коническими и сферическими роликами обладают большей нагрузочной способностью по сравнению с подшипниками, имеющими короткие цилиндрические ролики. Поэтому в тяжело нагруженных вертлюгах преимущественно применяются упорные подшипники с коническими либо сферическими роликами. Для повышения долговечности в модернизированных вертлюгах Уралмашзавода (УВ-320 МА) используются конические упорные подшипники.

Для центрирования роликов относительно ствола подшипник *6* снабжен внутренним сепаратором. Наружный сепаратор предохраняет ролики от смещения под действием центробежных сил. В менее нагруженной вспомогательной опоре используется шариковый упорный подшипник. Ствол центрируется в корпусе радиальными роликовыми подшипниками *3* и *10*. Упорные подшипники центрируются по кольцу, установленному на стволе. Второе кольцо является свободным и благодаря этому самоцентрируется относительно тел качения подшипника.

Осевое положение ствола и натяг подшипников *9* и *10* регулируются прокладками между корпусом *4* и крышкой *14* вертлюга. Осевой натяг нижнего радиального подшипника регулируется установочной втулкой, навинченной на ствол вертлюга и предохраняемой от отвинчивания стопорными винтами. Наружное кольцо подшипника удерживается пружинным стопором, установленным в кольцевом пазе корпуса. Для соединения вертлюга с ведущей трубой бурильной колонны используется сменный ниппельный переводник *1*, предохраняющий резьбу ствола от износа и механических повреждений.

В связи с тем, что ствол вертлюга и верхний переводник ведущей трубы имеют внутренние резьбы, для их соединения используется переводник ниппельного типа. С целью предотвращения самоотвинчивания при вращении долота ствол вертлюга, переводники и верхний конец ведущей трубы имеют левую резьбу. Следует напомнить, что нижний переводник ведущей трубы и все другие соединения бурильной колонны имеют правую резьбу, совпадающую с направлением вращения долота.

1.4.1.3. Верхняя, нижняя крышки и отвод

Корпус вертлюга закрывается верхней *14* и нижней *2* крышками с центральными отверстиями для выводных концов ствола. Крышки крепятся к корпусу болтами. Верхняя крышка снабжена стойками и вторым фланцем, на котором укреплен отвод *11* для соединения вертлюга с буровым шлангом. Из отвода промывочная жидкость поступает в проходное отверстие ствола через промежуточное устройство *13* (см. рис. 1.14).

Полость между корпусом *4* с крышками 14, 2 и стволом вертлюга *5* заполняется жидким маслом для смазки основного и нижнего радиального подшипников. Стакан *15* ствола образует отдельную масляную ванну для смазки вспомогательного и верхнего радиального подшипников. Масло заливается через отверстие в верхней крышке корпуса. Для слива отработанного масла предусмотрено отверстие в нижней крышке корпуса. Уровень масла проверяется контрольной пробкой, навинченной в корпус вертлюга. Масляные отверстия закрываются резьбовыми пробками.

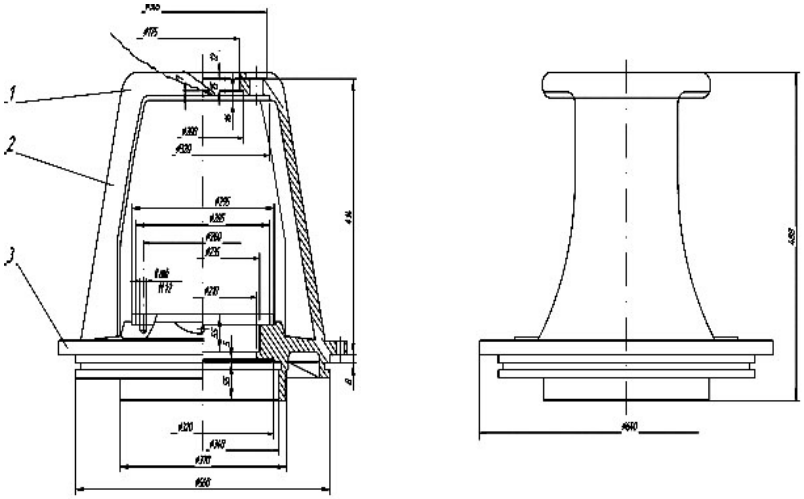


Рис.1.14. Крышка верхняя

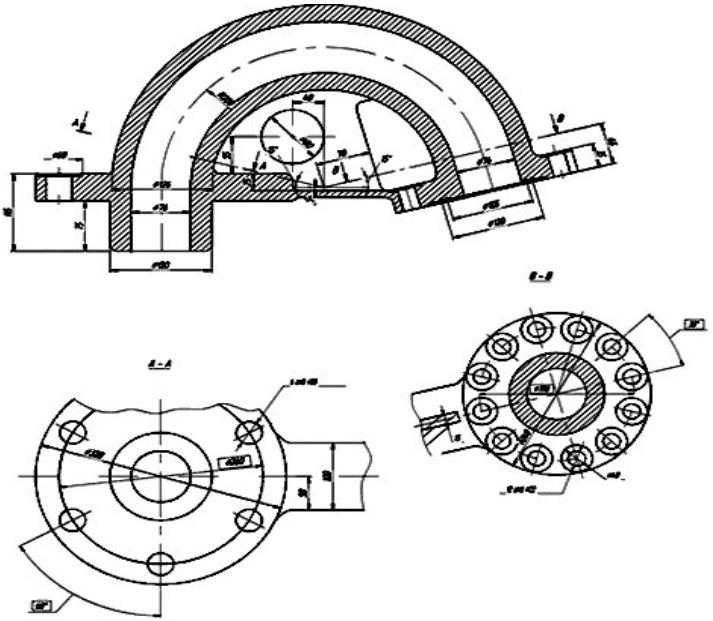


Рис. 1.15. Отвод вертлюга

1.4.1.4. Узел быстросъемного уплотнения

Разработаны различные конструкции устройств для соединения отвода (см. рис. 1.16) со стволом.

Быстросъемное соединение отвода со стволом, показанное на рис. 1.18, состоит из свободно плавающей напорной трубы *9*, манжетных уплотнений *6, 8, 10, 13* для герметизации прокачиваемой промывочной жидкости и накидных гаек *1* и *3*, навернутых на ствол *14* и втулку *5*, зажатую крепежными болтами между отводом *4* и фланцем крышки вертлюга. Свободно плавающая напорная труба позволяет обеспечить быструю замену уплотнений и самой трубы, изнашиваемых абразивными частицами, содержащимися в промывочной жидкости. Для этого необходимо отвернуть накидные гайки *1, 3* и, вытащив весь узел, заменить его новым либо заблаговременно отремонтированным.

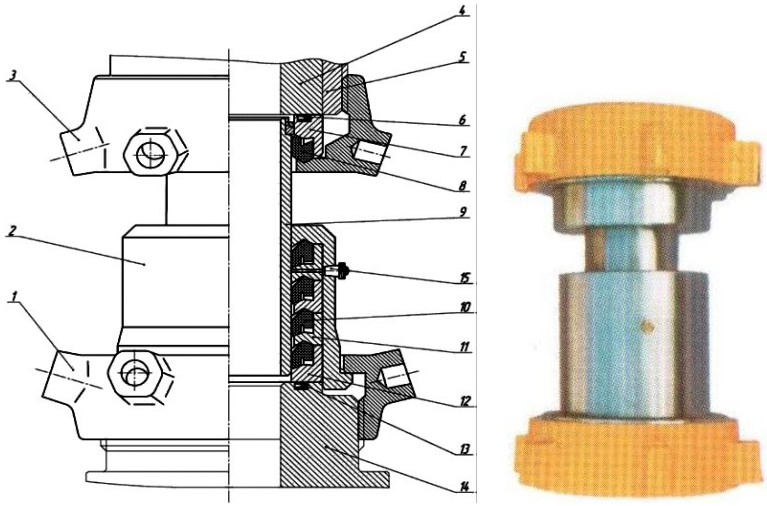


Рис. 1.16. Узел быстросъемного уплотнения: *1, 3 – гайки накидные; 2 – стакан; 4 – отвод; 5 – втулка; 6, 8, 10, 13 – уплотнения манжетные; 7 – втулка кольцевая; 9 – труба напорная; 11, 12 – кольца металлические; 14 – ствол; 15 – пресс-масленка*

Работоспособность вертлюга зависит от надежности уплотнений, применяемых в его подвижных и неподвижных соединениях. Наиболее ответственными являются уплотнения напорной трубы, которые служат для предотвращения утечки промывочной жидкости, нагнетаемой под высоким давлением. Для этой цели используются самоуплотняющиеся радиальные *8*, *10* и торцовые *6, 13* манжеты из синтетических материалов (см. рис. 1.18 и 1.20), обладающих достаточной упругостью и износостойкостью.

Воротники манжет направлены навстречу действующему давлению и поэтому прижимаются к уплотняемым поверхностям с силой, пропорциональной давлению промывочной жидкости.

Стыкуемые торцы напорной трубы и отвода уплотняются радиальной *8* и торцовой *6* манжетами, установленными в канавках кольцевой втулки *7*. Втулка с манжетами надета на напорную трубу и плотно прижата к отводу вертлюга посредством накидной гайки *3*.

Противоположный стык между нижним торцом напорной трубы и стволом вертлюга уплотняется четырьмя радиальными манжетами *10*, разделенными металлическими кольцами *11*, и торцовой манжетой *13*. Радиальные манжеты установлены в стакане *2* и затянуты накидной гайкой *1*, соединяющей стакан со стволом вертлюга.

Стакан вращается вместе со стволом, и радиальные манжеты скользят относительно напорной трубки, удерживаемой силой трения в верхней манжете *8*.

Скольжение вызывает износ контактируемых поверхностей, ускоряемый абразивным воздействием промывочного раствора. Поэтому нижнее уплотнение напорной трубы в отличие от неподвижного верхнего имеет многорядную конструкцию, благодаря которой повышаются его надежность и долговечность. Стакан снабжен винтовой масленкой для периодической смазки манжет с целью уменьшения износа и нагрева уплотнения в результате трения.

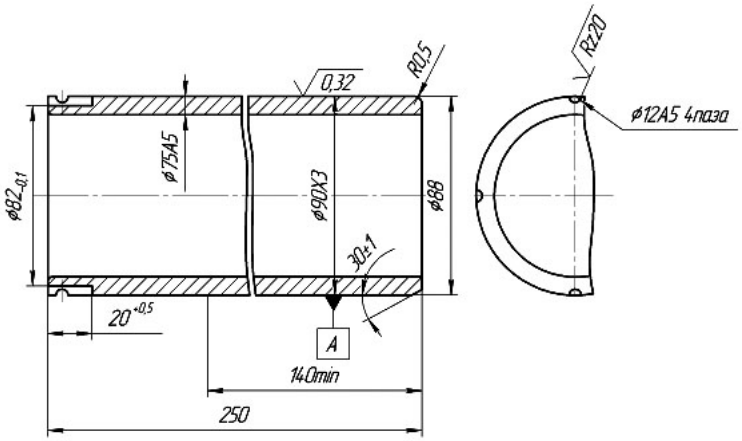


Рис. 1.17. Напорная трубка

Манжета *10*, расположенная над смазочным отверстием в стакане, предотвращает утечку масла при шприцовке и предохраняет его от внешнего загрязнения. Торцовая манжета *13* вращается вместе со стволом вертлюга и кольцом *12* и остается неподвижной относительно стыкуемых поверхностей.

Неточности, допущенные при изготовлении и сборке, компенсируются свободно плавающим положением напорной трубы. Напорные трубы изготовляются из низколегированных сталей марок 12ХН2А, 20ХН3А и др. Наружная поверхность напорных труб шлифуется и имеет твердость НКС 56-62.

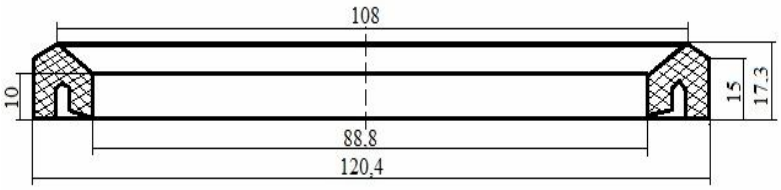


Рис. 1.18. Уплотнительная манжета

Для предотвращения утечки масла из масляной ванны вертлюга в нижней крышке его корпуса установлены две манжеты *4*, как показано на рис. 1.19. Манжеты прилегают к

втулке *3*, служащей для фиксации внутренней обоймы радиального подшипника *1* ствола вертлюга. Воротник манжеты прижимается к втулке с помощью кольцевой цилиндрической пружины, надетой на манжету.

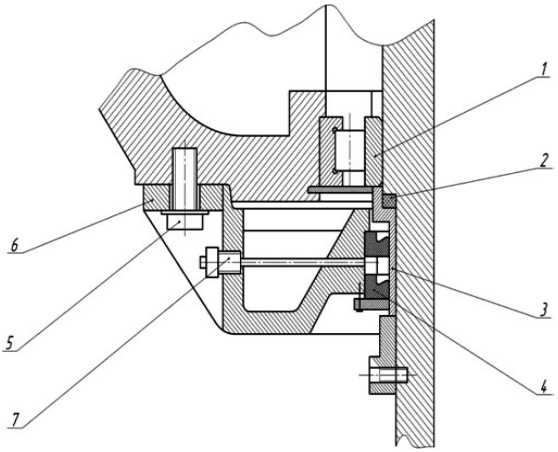


Рис. 1.19. Узел уплотнения масляной ванны:
1 – радиальный подшипник; 2 – кольцо уплотнительное; 3 – втулка; 4 – манжеты; 5– болт; 6 – шайба; 7 – масленка

Во избежание проворота в крышке и для обеспечения герметичности манжета сажается в расточку крышки с натягом. Самоуплотняющиеся манжеты в данном случае неприемлемы из-за недостаточного давления в уплотняемой полости. В осевом направлении манжета фиксируется шайбой *6*, которая крепится к крышке болтами *5*. Уплотнительное круглое кольцо *2* предотвращает просачивание масла между стволом вертлюга и втулкой. Для уменьшения трения в местах сопряжения с втулкой манжеты смазываются пластичным маслом через масленку *7*. При заметном износе втулка заменяется новой. Аналогичные манжеты установлены между стволом и верхней крышкой корпуса вертлюга.

Плоские стыки между корпусом вертлюга и его крышками уплотняются листовыми прокладками из картона.

Прокладка верхней крышки корпуса одновременно используется для регулирования осевого натяга вспомогательного упорного подшипника.

В осевом направлении манжета фиксируется шайбой *6*, которая крепится к крышке болтами *5*. Уплотнительное круглое кольцо *2* предотвращает просачивание масла между стволом вертлюга и втулкой. Для уменьшения трения в местах сопряжения с втулкой манжеты смазываются пластичным маслом через масленку *7*. При заметном износе втулка заменяется новой. Аналогичные манжеты установлены между стволом и верхней крышкой корпуса вертлюга.

Плоские стыки между корпусом вертлюга и его крышками уплотняются листовыми прокладками из картона. Прокладка верхней крышки корпуса одновременно используется для регулирования осевого натяга вспомогательного упорного подшипника.

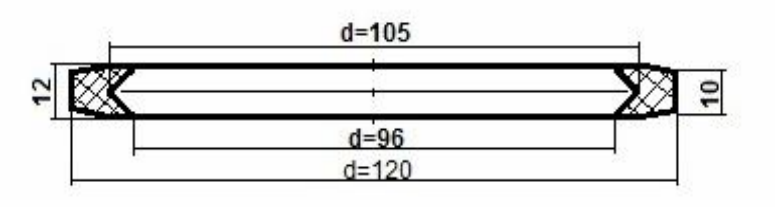


Рис. 1.20. Кольцо уплотнительное

Прокладка между крышкой и отводом вертлюга, работающая под давлением промывочной жидкости, изготовляется из прорезиненной ткани. Прокладки затягиваются болтами, используемыми для крепления стыкуемых деталей вертлюга.

1.4.1.5. Основная опора вертлюга

Внутри корпуса вертлюг имеет кольцевую площадку, на которую устанавливается основной упорный роликовый подшипник, воспринимающий через ствол вертлюга нагрузку от веса бурильной колонны.

В основной опоре вертлюгов всех моделей используются упорные роликоподшипники, основные характеристики которых приведены в табл. 1.9.

Таблица 1.9

Характеристика роликовых упорных подшипников главных опор вертлюгов

Тип роликового упорного подшипника	Условное обозначение	Тип вертлюга	Размеры подшипника,			Тела качения		Грузоподъем-ность, МН		Max частота вращения,	Масса,
			d	D	H	размеры	число	стат-я	динам-я		
			мм	мм	мм	$d_в \cdot l_в$, мм	шт	C_{oa}	C_o	$мин^{-1}$	кг
Конический	19742	Уб-ШВ14-160	210	460	122	45x100	14	6,9	2,32	250	107
	49742	Уб-ШВ14	210	\460	122	36x100	20	7,28	2,38	250	110
	6-19744 ХМУ	УВ-250МА	220	500	125	31x100	20	8,27	3,51	300	133,5
	6-19752 ХУ	УВ-320МА	260	580	132	37x115	20	9,55	4,23	300	217,5
	6-19760 ХУ	УВ-450МА	300	670	170	42x130	21	14,62	6,16	200	342
	SKF 351468A	УВ-500МА	347,5	710	160	-	-	40	7,81	350	345
Цилиндри-ческий	88752	-	260	540	132	-	-	-	-	100	-
	И804	Уб-300	380	670	175	66x108	16	10,4	4,1	100	185
Сферический	903964х	БУ-75Бр	320	500	109	55x70	15	4,62	1,89	500	112
	9039452	БУ-75Бр	260	480	132	-	-	4,39	2,47	500	110
	-	УДР	260	480	140	60x80	20	9,6	3,5	500	128
Примечание: $d_в$ – наименьший диаметр ролика, $l_в$ – длина ролика											

2. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПРОТОТИПА

В соответствии с заданием на проектирование вертлюга, исходными данными проводят анализ существующих конструктивных аналогов проектируемого вертлюга и выбирают прототип.

В качестве примера для дальнейших технологических, конструкционных и прочностных расчетов на прочность отдельных деталей вертлюга выберем вертлюг российского производства УВ-320.

Он прост в обслуживании, надежен в эксплуатации и имеет ряд преимуществ:

- кинематическая четырехопорная схема обеспечивает длительную работу без регулировки по вертикали;
- быстросъемное уплотнение с трубой "плавающего" типа значительно удлиняет срок службы манжет и не требует много времени на замену;
- конструкции нижней части корпуса уплотнения гарантируют надежную герметизацию масляной ванны и высокую работоспособность манжет;
- отвод из высоколегированной стали обладает износостойкостью к воздействию промывочной жидкости при высоких давлениях.

В этом вертлюге удачно использован объем корпуса, в результате чего уменьшена высота вертлюга и упрощен монтаж ствола. Уплотнение с двухсторонней отработкой уплотнительной пары повышает ресурс работы узла.

2.1. Описание конструкций, технических характеристик вертлюга выбранного в качестве прототипа

В качестве прототипа выбран вертлюг УВ-320, конструкция которого далее и описана на рис. 2.1.

Корпус вертлюга выполняется в виде стальной полой отливки с двумя кронштейнами. В кронштейнах и корпусе имеются горизонтальные отверстия для пальцев, при помощи которых вертлюг соединяется со штропом. Кронштейны фиксируют положение штропа, удобное для подхватывания его

крюком при вытаскивании вертлюга с ведущей трубой из шурфа. Угол поворота штропа не превышает 45º.

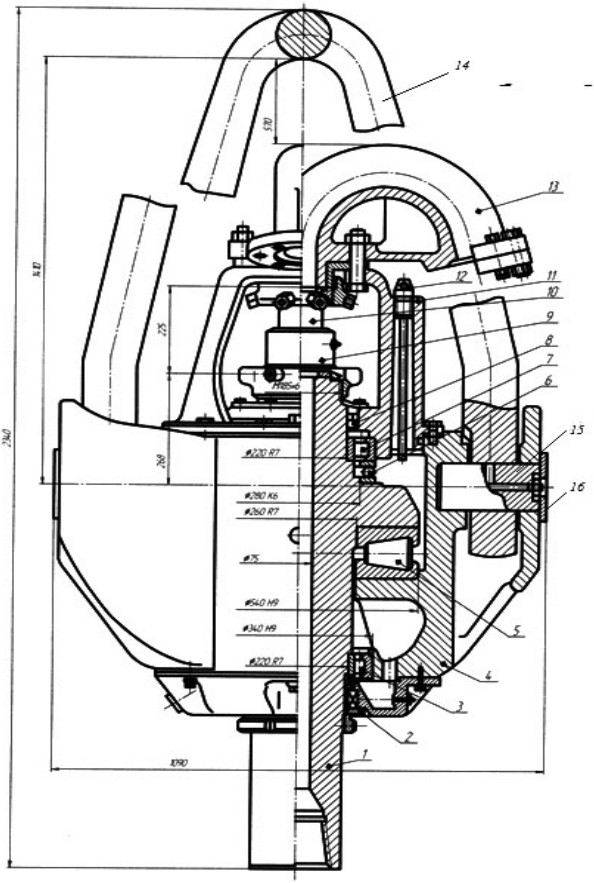


Рис.1.25. Вертлюг УВ-320:
1 – ствол; 2 – нижняя крышка; 3 – подшипник радиальной опоры нижний; 4 – корпус; 5 –основная опора; 6 – дополнительный шариковый подшипник; 7 – подшипник радиальной опоры верхний; 8 – стопорное кольцо; 9 – узел быстросъемного уплотнения; 11 – верхняя крышка корпуса; 12 – щуп; 13 – отвод; 14 – штроп; 15 – палец; 16 – смазочные каналы

Пальцы штропа имеют смазочные канавки и отверстия с резьбой для пружинных масленок. В центральной части корпуса имеется кольцевая площадка, к которой крепится плита. На нее устанавливается основная опора. Ниже кольцевой площадки имеется цилиндрическая расточка, в которой устанавливается роликовый радиальный подшипник. Такой же подшипник размещается в крышке корпуса, и оба они центрируют ствол вертлюга. В основной опоре ствола устанавливается упорный подшипник с короткими цилиндрическими роликами. Благодаря укороченной длине снижается скольжение роликов относительно колец при вращении ствола. Это благоприятно влияет на износ и нагрев подшипников.

Ствол представляет собой стальной цилиндр с центральным проходным отверстием для промывочной жидкости и с наружным фланцем для упорных подшипников. Ствол вращается с частотой бурового ротора и испытывает нагрузки, создаваемые бурильной колонной и промывочной жидкостью, нагнетаемой в скважину. По сравнению с другими несущими узлами и деталями ствол вертлюга наиболее нагружен. Это предъявляет повышенные требования к его прочности.

Для соединения вертлюга с ведущей трубой бурильной колонны используется сменный ниппельный переводник, предохраняющий резьбу ствола от износа и механических повреждений. В связи с тем, что ствол вертлюга и верхний переводник ведущей трубы имеют внутренние резьбы, для их соединения используется переводник ниппельного типа. С целью предотвращения самоотвинчивания при вращении долота ствол вертлюга, переводники и верхний конец ведущей трубы имеют левую резьбу.

Корпус вертлюга закрывается верхней и нижней крышками с центральными отверстиями для выводных концов ствола. Крышки крепятся к корпусу ввертными болтами. Верхняя крышка снабжена стойками и вторым фланцем, на котором укреплен отвод для соединения вертлюга с буровым шлангом. Из отвода промывочная жидкость поступает в проходное отверстие ствола через промежуточное устройство.

Полость между корпусом с крышками и стволом вертлюга заполняется жидким маслом для смазки основного и нижнего радиального подшипников. Стакан ствола образует отдельную масляную ванну для смазки вспомогательного и верхнего радиального подшипников. Масло заливается через отверстие в верхней крышке корпуса. Для слива отработанного масла предусмотрено отверстие в нижней крышке корпуса. Уровень масла проверяется контрольной пробкой, ввинченной в корпус вертлюга. Масляные отверстия закрываются резьбовыми пробками.

Вертлюги УВ-250 и УВ-450 аналогичны вертлюгу УВ-320. Отличие состоит только в том, что основные детали, воспринимающие нагрузку от бурильных колонн и давление, создаваемой насосами, рассчитанными на эту нагрузку, получились более мощными и привели к некоторому увеличению габаритных размеров и массы этих вертлюгов.

В табл. 2.1 приведены технические характеристики вертлюга УВ 320МА.

Таблица 2.1

Технические характеристики вертлюга УВ 320МА

Грузоподъёмность	Динамкая грузоподъёмность (по нормам API)	Наибольшее рабочее давление	Диаметр проходного отверстия	Резьба переводника для соединения с вед. трубой (левая)	Присоединительная резьба ствола (левая)	Высота (без переводника,	Ширина по пальцам штропа	Масса
тс	тс	МПа	мм	-	-	мм	мм	кг
320	200	35	75	3152Л	3177Л	2627	1212	2980

2.2. Эксплуатация и смазка вертлюгов

Перед началом и во время эксплуатации необходимо проверить все крепления, а также состояние переводника и ствола вертлюга (наружный осмотр). Ствол вертлюга должен вращаться от усилия одного рабочего, приложенного к ключу с плечом 1 м.

Для контроля уровня масла в ванне отвинчивают пробку со стержнем, конец которого на длине 45 мм окрашен белой краской. В пределах окрашенной части указателя и должен

находиться уровень масла. Если масло загрязнено, то его следует слить, промыть ванну керосином или газойлем, затем бензином или минеральным маслом веретенным, нагретым до 60–80 °С, и налить новое. При утечке масла из ванны через нижнее уплотнение необходимо сменить манжеты и севанитовое уплотнение, набить густой смазкой полость установки севанитового уплотнения, полости корпуса уплотнения и нажимной гайкой. Во время бурения обслуживающий персонал обязан строго следить за состоянием масла и его уровнем в ванне. Полную проверку проводят не реже сроков, указанных в карте смазки. Состояние смазки вертлюга следует проверять в каждую вахту, нельзя допускать нагрева вертлюга выше 70 °С. Если уплотнение внутренней трубы пропускает промывочный раствор, то манжеты уплотнения надо сменить и развинтить нажимную гайку с помощью ключа до отказа.

При смене манжеты одновременно проверяют состояние внутренней трубы. Если при этом обнаружат значительную сработку, задиры или промывы, то внутреннюю трубу также надо заменить. Резьбовое соединение переводника и ствола не должно пропускать раствор. В противном случае вертлюг надо заменить. Прокладка между внутренней трубой и отводом не должна пропускать глинистый раствор. При обнаружении течи необходимо подтянуть гайки или сменить прокладку. Во втором случае надо одновременно проверить состояние отвода между стволом и внутренней трубой. Если обнаружится большой износ стенок, то отвод заменяют новым. Во время каждой вахты следует проверять общее состояние вертлюга – затяжку гаек, исправность всех деталей. Вертлюги транспортируются в частичной упаковке или без неё. Перед пуском в эксплуатацию с них удаляется консервационная смазка и проверяется стопорением всей крепёжной системы.

Уход за вертлюгами в процессе эксплуатации заключается в доливке или смене смазки и в наблюдении за сальниковыми уплотнениями. Перед началом эксплуатации после проверки штропа вертлюг подвешивают на крюк и убеждаются в подвижности вращения его ствола, который должен проворачиваться усилием одного рабочего, приложенного к

ключу с плечом рычага не более 1 м. Если никаких дефектов не обнаруживают, то смазывают резьбу на элеваторе и свинчивают их. Во избежание порчи резьба вначале свинчивается вручную, после крепится машинным ключом. Затем напорный рукав присоединяется к приемному патрубку и производится опрессовка.

Почти во всех современных вертлюгах применяется комбинированная смазка – барботажная жидким маслом или размещением их в масляной ванне главной опоры и подшипников, расположенных в нижней части вертлюга, и местная – универсальной среднеплавкой смазкой подшипников и других элементов, расположенных в верхней части. Жидкая смазка заливается в картер вертлюга до определённого уровня, универсальная подаётся к местам смазки через пресс-масленки. При загрязнении смазка заменяется, но не реже, чем после 2–2,5 тыс. часов работы. При этом корпус вертлюга промывается керосином или газойлем, а затем бензином или нагретым до 80 –100 ºС веретенным маслом. При утечке через нижний сальник его меняют и смазывают консистентной смазкой. Вытекание промывочной жидкости через верхний сальник может происходить в результате износа сальниковых манжет или промыва напорной трубы сальника. Небольшие утечки через набивные сальники устраняются их натяжкой. При износе напорной трубы и манжетных сальников их заменяют новыми.

2.3. Ремонт вертлюгов

Каждый ремонт, выполнявшийся на ремонтном заводе или в мастерской, должен отмечаться в прилагаемом к вертлюгу паспорте.

При ремонте в мастерских или на ремонтном заводе должны быть выполнены следующие требования:

1. При смене роликоподшипников необходимо проверить диаметры посадочных отверстий в расточках корпуса вертлюга, крышки, диаметр посадочных шеек на стволе вертлюга, при этом диаметры должны соответствовать размерам с учетом

допусков, указанных в чертежах. При посадке подшипники нагревать в масляной ванне до температуры 80–100 °С;

2. При смене основного упорного роликоподшипника необходимо проверить опорные поверхности на грибовидном фланце ствола и корпуса вертлюга. Неровности» задиры не допускаются, а если они имеют место, то эти поверхности должны шабриться;

3. Масляная ванна должна быть тщательно промыта. Все каналы смазки и винтовые масленки необходимо счистить от грязи, промыть керосином, продуть воздухом и заполнить свежей смазкой;

4. При сборке вертлюга необходимо обратить особое внимание на регулировку упорных подшипников. Регулировка должна производиться прокладками таким образом, чтобы ствол легко вращался от руки при неустановленных уплотнениях;

5. После регулировки подшипников произвести сборку верхнего и нижнего уплотнений. Все полости уплотнений должны быть заполнены густой смазкой;

6. Должна быть проверена резьба на стволе вертлюга и переводнике калибрами. Детали с испорченной резьбой к эксплуатации не допускаются;

7. В масляную ванну должно быть залито масло в соответствии с указанием;

8. Особое внимание должно быть обращено на герметичность нижнего уплотнения масляной ванны.

2.4. Подготовка к работе

Перед началом эксплуатации вертлюга необходимо выполнить следующее:

1) проверить затяжку всех болтовых соединений, при необходимости болты и гайки докрепить и снова законтрить проволокой;

2) проверить надежность затяжки резьбовых соединений быстросъемного уплотнения;

3) проверить состояние замковой резьбы переводника путем наружного осмотра, в случае обнаружения забоев резьбы или трещин заменить переводник;

4) закрепить переводник на стволе при помощи машинных ключей;

5) залить масло в масляную ванну в соответствии с указаниями для чего: проверить надежность затяжки пробки, отвернуть пробку, залить масло до тех пор, пока уровень ее поднимется до краев отверстия;

6) осмотреть и при необходимости прочистить "дыхательное" отверстие на пробке;

7) проверить состояние уплотнения масляной ванны, если имеется утечка масла из ванны, необходимо сменить севанитовые уплотнения;

8) заполнить полости уплотнений густой смазкой в соответствии с картой смазки;

9) установить вертлюг.

2.5. Проверка технического состояния

Проверка технического состояния вертлюга должна производиться перед каждой сменой, при этом проверяется:

1. Осевой люфт ствола (при необходимости производится регулировка люфта в соответствии с указаниями раздела «Техническое обслуживание»);
2. Надежность затяжки всех болтовых и резьбовых соединений;
3. Состояние замковой резьбы переводника;
4. Уровень масла в масляной ванне;
5. Состояние "дыхательного" отверстия на пробке;
6. Состояние масла в масляной ванне (загрязненное масло заменить);
7. Состояние быстросъемного уплотнения и уплотнения масляной ванны.

2.6. Техническое обслуживание

1. Вертлюг является одним из ответственных узлов вращательной группы оборудования, надлежащее техническое обслуживание вертлюга является обязательным условием его высоких эксплуатационных показателей.

2. Перед началом эксплуатации вертлюга, нового или полученного с ремонтно-механического завода, необходимо убедиться в том, что ствол вертлюга плавно проворачивается от усилия не более 300 кН. Плавное, без заеданий вращение ствола является залогом продолжительного срока службы основных и вспомогательных опор вертлюга. Вертлюг, у которого ствол проворачивается при значительных усилиях и заеданиях, должен быть заменен.

3. Неправильно отрегулированный осевой люфт ствола вертлюга может стать причиной преждевременного выхода из строя основного и вспомогательного упорных подшипников. Для того, чтобы правильно отрегулировать люфт, необходимо при нижнем положения ствола (вертлюг в подвешенном состоянии) замерить зазор между торцами корпуса вертлюга и крышки. Затем под крышку устанавливается набор прокладок суммарной толщиной h , равной:

$$h = S + 0{,}5 \text{ мм},$$

где S – замеренный зазор между торцами крышки и корпуса, мм.

4. Нельзя допускать течи промывочной жидкости через уплотняемые зоны. При обнаружении течи следует заменить уплотнение. Снятый узел уплотнения необходимо привести в состояние готовности к использованию, заменив изношенные детали.

При замене манжет необходимо проверить состояние трубы, если будет обнаружен значительный износ поверхности или промыв тела трубы – ее надо заменить.

2.7. Замена уплотнения

1. На трубе установить хомут, совместить его нижний торец о контрольной риской. Закрепить хомут на трубе при помощи стяжного болта и гаек; при этом сухарь установленный на стяжном болте, должен проворачиваться от легкого усилия. Установить сухарь в нейтральное положение.

2. Установить в корпусах рабочие манжеты и металлические кольца.

3. Надеть на корпус гайку.

4. Корпус в сборе с гайкой установить на трубе снизу, переместив вверх до упора в хомут.

5. Затем, корпус в сборе с гайкой установить на трубе сверху, переместив их также до упора в хомут.

6. Установить верхнюю торцовую манжету. Проверить, чтобы верхняя кромка манжеты была выше торца трубы.

7. При сборке уплотнения на трущиеся поверхности нанести смазку в соответствии с указаниями. Все полости уплотнения заполнять также смазкой.

8. При установке уплотнения необходимо обеспечить соосность его основных деталей. Неправильная установка этого ответственного узла может привести к быстрому выходу из строя резинотканевых манжет.

Соосность деталей уплотнения будет обеспечена, если при его установке первым будет закреплен нижний уплотнительный узел, а затем верхний уплотнительный узел.

9. Необходимо следить за состоянием переводника и ствола. Если будет обнаружено, что резьбовое соединение переводника или ствола пропускает промывочную жидкость, вертлюг надо заменить.

10. При обнаружении большого износа стенок отвода – отвод следует заменить новым.

3. РАСЧЕТНЫЙ РАЗДЕЛ

3.1. Основы проектирования вертлюга

В условиях ускорения научно-технического прогресса конструктору отведена решающая роль. Умение определить технические параметры оборудования в зависимости от технологических требований бурения, способность выполнять на современном уровне силовые, прочностные и другие инженерно-технические расчеты наиболее полно проявляется в процессе работы над проектом.

Для обоснования решений, принятых в проекте, необходимы глубокие знания особенностей устройства вертлюгов и режимов их работы при бурении нефтяных и газовых скважин.

При проектировании необходимо стремиться к тому, чтобы конструкция была компактной, удобной в эксплуатации и ремонте.

3.2. Исходные данные для проектирования вертлюга

Исходные данные для проектирования задаются «Техническим заданием на проектирование» (Приложение А и Б). В зависимости от объема и сложности задания перед проектированием известно большее или меньшее количество данных. Недостающие данные необходимо обоснованно выбрать на основе проведенного анализа условий бурения скважины.

Для проектирования вертлюга требуется знать вес и частоту вращения колонны бурильных труб, их диаметр, максимальное давление, расход и плотность промывочной жидкости. Следует учитывать, что параметры меняются в процессе бурения даже одной скважины по мере ее углубления. Увеличивается вес колонны бурильных труб.

Частота вращения долота зависит от его типа и диаметра, буримости пород, нагрузки на долото, условий очистки забоя.

Необходимо изучить характер изменения параметров заданных «Техническим заданием» как максимальные либо средние значения.

При расчете на долговечность или выносливость необходимо задаться оптимальным сроком службы до списания или ремонта вертлюга и установить уровень надежности для определенных условий работы.

В результате анализа исходных данных «Технического задания» определяются основные параметры проектируемого вертлюга:

- диапазон глубины бурения скважины проектируемым вертлюгам;
- наибольшая статическая нагрузка на не вращающийся ствол;
- длительная динамическая нагрузка на вращающийся ствол;
- максимальное и длительное действующее давление промывочной жидкости;
- длительность бурения при каждой частоте вращения колонны бурильных труб;
- диаметр канала для прохода промывочной жидкости;
- присоединительные размеры по ГОСТ 25468-82 а также размеры замковой резьбы.

3.3. Выбор и обоснование конструктивной схемы вертлюга

Прототип конструкции вертлюга на базе которого в соответствии с заданием, конструируется новый должен быть выбран на основе всестороннего анализа уже существующих конструкций и данных об их эксплуатации [1–4].

По конструкции вертлюги различаются количеством типом и расположением опор ствола конструкцией сальниковых узлов устройством крепления шланга.

3.3.1. Грузоподъемность вертлюга

Грузоподъемность – главный параметр, определяющий выбор конструктивной схемы габариты основных деталей и всего вертлюга.

Следует различать *статическую* (без вращения колонны бурильных труб) и *динамическую* грузоподъемность вертлюга.

Статическую нагрузку вертлюг испытывает при ликвидации аварий (прихватов) и «рассаживании» обсадной колонны. Статическая грузоподъемность должна соответствовать допускаемой (кратковременной) нагрузке на крюке буровой установки соответствующего класса по ГОСТ 16293-82. Грузоподъемность вертлюга ограничивает максимальным весом и разрывной прочностью бурильных труб, применяемых при бурении скважины заданной глубины и конструкции.

Статическая нагрузка ($P_{ст}$) рассчитывается по формуле

$$P_{ст} = P_т \cdot к_з + G_к, \qquad (3.1)$$

где $P_т$ – нагрузка, соответствующая пределу прочности самой “слабой” трубы в бурильной колонне, кН (Приложение Б); $к_з$ – коэффициент запаса (не менее 1,3); $G_к$ – нагрузка от веса колонны бурильных труб, кН.

При комбинированной конструкции колонны бурильных труб в расчет следует брать колонну максимального веса, учитывая минимальную прочность труб при растяжении.

Определив максимальную нагрузку, воспринимаемую вертлюгом от веса колонны бурильных труб, а также при натяжении (например, при ликвидации прихвата), необходимо сравнить ее с грузоподъемностью буровой установки соответствующего класса.

Очевидно, что грузоподъемность вертлюга не должна превышать грузоподъемность буровой установки, для которой он предназначен, либо следует обосновать целесообразность использовать вертлюг повышенной грузоподъемности в целом ряду установок различных классов в целях сокращения количества типоразмеров.

В соответствии с ГОСТ 25361-82 Вертлюги. Основные параметры, грузоподъемность вертлюга должна соответствовать одному из значений ряда: 40, 63, 100, 200, 320, 500, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3200, 4000, 5000, 6300 и 8000 кН.

Стандарт допускается изготовление вертлюгов грузоподъемностью 4500 и 5800 кН по заказу потребителей.

В результате анализа задания на проектирование, ГОСТов, определяющих основные параметры вертлюгов (ГОСТ 25361-82) и буровых установок (ГОСТ 16293-82), определяется грузоподъемность проектируемого вертлюга.

При этом необходимо учитывать, что максимальный вес бурильной колонны, которую допускается подвешивать на вертлюг при роторном бурении, не должен быть больше 62–64 % его максимальной грузоподъемности.

Наибольшая статическая нагрузка, действующая на вертлюг, кратковременно определяет прочность основных несущих деталей в момент максимального нагружения. Большую же часть времени эксплуатации (в процессе бурения) вертлюг учитывает различные по величине и длительности действия нагрузки, которые значительно меньше критических. Однако именно эти нагрузки определяют долговечность основных деталей вертлюга, в т. ч. и подшипника основной опоры.

Динамическая нагрузка ($P_{дин}$), действующая на вертлюг в процессе бурения при вращении колонны, определяется по формуле

$$P_{\text{дин}} = \left(1 - \frac{\rho_{\text{р}}}{\rho_{\text{т}}}\right) \cdot 9{,}8\left(\sum q_i l_i + G_k\right) - P_{\text{дол}} + p_{\text{р}} f, \qquad (3.2)$$

где ρ_p и ρ_m – плотность бурового раствора и материала труб, кг/м^3; q_i – средняя масса одного метра бурильных труб, кг; l_i – длина труб одинаковый массы, м; G_k – масса прочих элементов, входящих в компоновку бурильной колонны, кг; $P_{дол}$ – расчетная (вероятная) нагрузка на долото, Н; P_p – расчетное давление жидкости при бурении, Па; f_c – площадь сечения ствола вертлюга, м^2.

В связи с тем, что нагрузка, действующая на вертлюг во время эксплуатации, меняется по мере углубления скважины в расчетах необходимо учитывать длительность и равномерность нагружения. Для этого необходимо определить эквивалентную нагрузку. Схема определения эквивалентной нагрузки за время

бурения одной скважины заданной глубины приведена на рис. 2.1 величина эквивалентной нагрузки определяется по формуле

$$P_э = P_д \cdot \kappa_о \cdot \kappa_э \cdot \kappa_т \cdot \kappa_к, \text{ [кН]} \quad (3.3)$$

где $P_э$ – эквивалентная нагрузка на вертлюг, кН; $P_д$ – максимальная динамическая нагрузка, кН, (по формуле 2.2); $\kappa_о$ – коэффициент, зависящий от принятой вероятности неразрушения ($\kappa_о$ = 1,0 при вероятности неразрушения равной 90 %); $\kappa_э$ – коэффициент эквивалентности (по формуле 2.4), для вертлюгов обычно $\kappa_э$ = 0,6–0,7); $\kappa_к$ – кинематический коэффициент (для упорных подшипников качения $\kappa_к$ = 1,0); $\kappa_т$ – температурный коэффициент (при температуре до 100 °С $\kappa_т$ = 1,0).

Коэффициент эквивалентности, учитывающий закономерности усталостных явлений, зависит от типа направленного состояния и характера циклов нагружения. Его определяют по формуле:

$$К_э = \sqrt[m]{\frac{1}{N_o}\sum\left(\frac{\delta_i}{\delta_{max}}\right)^m N_i}, \quad (3.4)$$

где N_o – базовое число циклов нагружения; N_i – число ступеней нагружения; δ_i – напряжение в *i*-той ступени нагружения; δ_{max} – максимальное напряжения за весь период нагружения; m – показатель степени, зависящий от вида напряженного состояния и усталостных свойств материала.

Таблица 3.1

Показатели, используемые при расчете коэффициента эквивалентности в конструкциях различного типа

Тип конструкции, вид напряженного состояния	Параметры		
	m	N_0	$K_э$
Изгиб кручение растяжение-сжатие	9	10^7	0,5–1,0
Подшипника качения	3	10^6	0,6

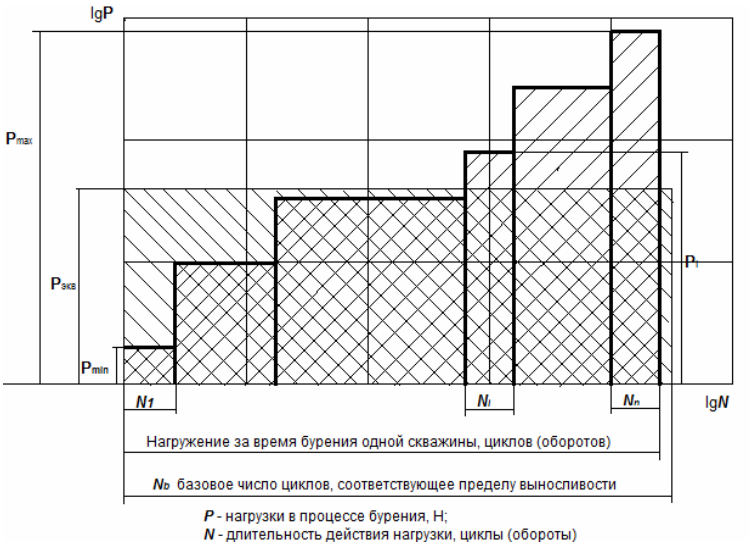


Рис. 3.1. Схема определения эквивалентной нагрузки за время бурения одной скважины

3.3.2. Основные размеры штропа

При конструировании тропа необходимо определить его высоту Н (см. рис. 3.2), ширину B, диаметр среднего сечения d_i или высоту и радиус h, R_{E2} этого сечения, диаметр сечения штопа d_2, d_o – диаметр оси штропа, толщину t и ширину проушины D, внутрений радиус изгиба штропа. Размеры должны быть согласованы с присоединительными размерами R_{F2} R_{E2} штропа и R_{F1} R_{E1} крюка, определенными ГОСТ 25468-82. Оборудование для спуско-подъемных операций и вертлюги. Присоединительные размеры (см. рис. 3.2 и 3.3).

Высота штропа H выбирается с таким расчетом, чтобы запас просвета вертлюга для завода крюка (Е-С) на рис. 3.3 был равен

$$(\text{Е-С}) = 80 + 17 \cdot P_{max}, \quad \text{мм} \qquad (3.5)$$

где P_{max} – максимальная грузоподъемность крюка буровой установки соответствующего класса, МН; (Е-С) – просвет между отводом вертлюга и крюком, мм.

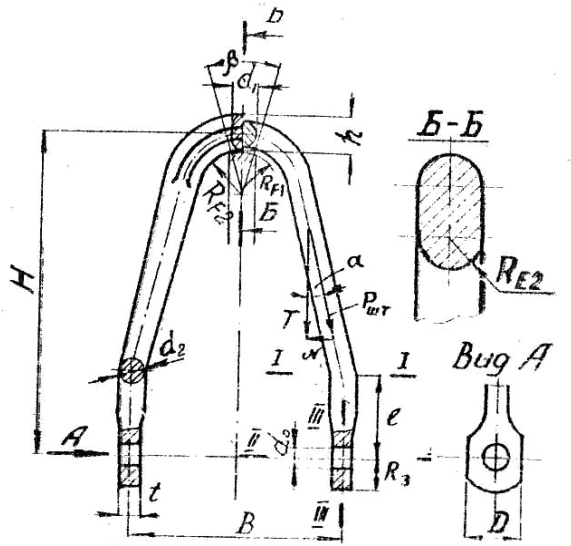


Рис. 3.2. Основные размеры штропа вертлюга

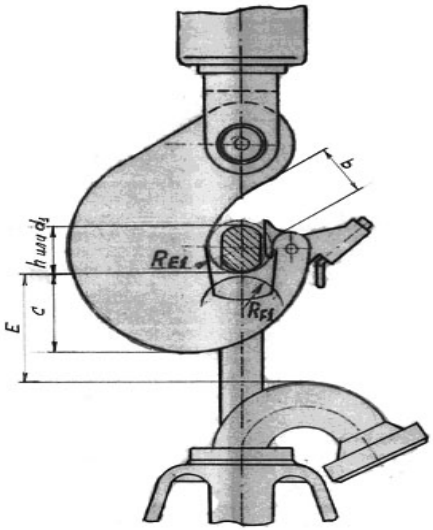


Рис. 3.3. Просвет между крюком и отводом вертлюга
Запас просвета крюка (*в*–*h*) определяется из соотношения

$$(в–h) = 35 + 6{,}2 \cdot P_{max}\text{, мм} \qquad (3.6)$$

где *в* – размер зева крюка, мм (рис. 3.3); *h* – высота овала среднего сечения штропа, мм (если среднее сечение штропа имеет форму крюка, а не овала, то в формуле (3.6) вместо *h* используется диаметр этого сечения d_1) мм (рис. 3.3); P_{max} – максимальная грузоподъемность крюка, МН.

Соотношение между высотой штропа *H* и его шириной *B* (рис.3.2) обычно принимают равным:

$$\frac{H}{B} = 2{,}4 - \frac{P_{max}}{7{,}5}. \qquad (3.7)$$

Среднее сечение штропа может быть (диаметр d_1 на рис.3.2) либо овалом высотой h (рис.3.3). При конструировании размеры сечения можно определить по формулам 2.8, 2.9 и 2.10:

$$d_1 = 92\sqrt[3]{\frac{P_{max}}{10\delta_в}}\text{, мм} \qquad (3.8)$$

где P_{max} – максимальная статическая нагрузка, кН (по формуле 3.1): $\sigma_в$ – предел прочности материала штропа вертлюга, МПа (см. приложение Е).

$$\frac{h}{d_1} = 1{,}15 + \frac{2238}{P_{max}+973}. \qquad (3.9)$$

Высота овала среднего сечения штропа определяется по формуле

$$h = 92\sqrt[3]{\frac{P_{max}}{10*\delta_в}} * \left(\frac{h}{d_1}\right)^{0.2}\text{, мм.} \qquad (3.10)$$

Диаметр сечения штропа вблизи проушины d_2 (рис.3.2) можно определить

$$d_2 = 65{,}8\left(\frac{P_{max}}{10\delta_в}\right)^{0.4}\text{, мм.} \qquad (3.11)$$

Диаметр оси штропа вертлюга d_0 обычно принимают равным:

$$d_0 = 58\left(\frac{P_{max}}{10\delta_в}\right)^{0,5}, \text{ мм.} \quad (3.12)$$

Толщина проушины t на практике обычно принимается равной диаметру оси штропа $t = d_0$.

Отношение ширины проушины D (см. рис. 3.2, вид А) к диаметру оси штропа вертлюга $\frac{D}{d_0}$ в российских вертлюгах в среднем равно 2,5, в зарубежных конструкциях – 2,0.

3.3.3. Выбор диаметра канала, отвода и напорной трубы

Внутренний диаметр канала ствола вертлюга, отвода и напорной трубы выбирается в зависимости от расхода и давления промывочной жидкости.

Расход промывочной жидкости определяется эффективностью выноса частиц выбуренной породы на поверхность. Минимально допустимая скорость восходящего потока промывочной жидкости должна быть выше скорости погружения частиц заданных размеров и формы в этом растворе. Скорость потока зависит от расхода (подачи) жидкости и площади кольцевого пространства между бурильными трубами и стенкой скважины.

Экспериментально установлено, что при турбинном бурения минимальная скорость восходящего потока должна быть 1,1–1,3 м/с, а при роторном – 0,7–1,0 м/с.

Минимальный расход промывочной жидкости для выполнения этого условия можно определить по формуле:

$$Q_{min} = 0,785 * 10 * (D_д^2 + d_m^2)V_{min}, \text{ дм}^3/\text{с} \quad (3.13)$$

где $D_д$ – диаметр долота (скважины), м; d_m – наружный диаметр бурильных труб, м; V_{min} – минимальная скорость движения восходящего потока, м/с.

При комбинированной конструкции бурильной колонны и скважины (изменение диаметров по глубине) расчет необходимо произвести для каждого интервала и выбрать минимальную производительность буровых насосов, обеспечивающую вынос разбуренной породы при наиболее неблагоприятных соотношениях диаметров.

Давление, обеспечивающее нормальную циркуляцию промывочной жидкости во время бурения, необходимо определить с учетом потерь давления в циркуляционной системе. Эти потери зависят от свойств промывочной жидкости (плотности, вязкости, пластичности и т.п.), скорости ее течения в трубах и кольцевом пространстве режима течения (ламинарный или турбулентный).

Средняя скорость течения жидкости в трубах определяется по формуле

$$V_{тр} = \frac{4Q}{\pi d_{вн}^2}, \text{ м/с} \qquad (3.14)$$

где Q – расход жидкости, по формуле (2.13), м^3/с; $d_{вн}$ – внутренний диаметр бурильных труб, м.

При течении жидкости по кольцевому пространству средняя скорость может быть определена по формуле:

$$V_{кп} = \frac{4Q}{\pi(D_д^2 - d_{бт}^2)}, \text{ м/с} \qquad (3.15)$$

где Q – расход жидкости, м^3/с; $D_д$ – диаметр долота (скважины), м; $d_{бт}$ – наружный диаметр бурильных труб, м.

Давление промывочной жидкости зависит от гидравлического сопротивления всей циркуляционной системы и равно сумме сопротивлений ее отдельных элементов

$$P_Н = P_м + P_{тр} + P_{зд} + P_{дол} + P_{кп}, \text{ МПа} \qquad (3.16)$$

где $P_Н$ – давление, развиваемое насосом, МПа; $P_м$ – потери давления в манифольде, МПа; $P_{тр}$ – потери давления в бурильных трубах, МПа; $P_{зд}$ – потери давления на забойном

двигателе, МПа; $P_{дол}$ – потери давления на долоте, МПа; $P_{кп}$ – потери давления в затрубном кольцевом пространстве, МПа.

Потери давления в манифольде на пути движения промывочной жидкости от насосов до бурильной колонны зависят от длины и диаметра трубопроводов обвязки, гидравлической гладкости их внутренней поверхности, режима течения, числа и конфигурации местных сопротивлений (задвижек, поворотов, сужений и расширений). Основная часть потерь давления приходится на местные сопротивления. При принятых в настоящее время схемах обвязки допустимо для приближенного расчета потерь давления пользоваться формулой

$$P_м = \sum \lambda_i \rho Q^2, \text{ МПа} \qquad (3.17)$$

где $\sum \lambda_i$ – сумма коэффициентов сопротивления элементов обвязки, м$^{-4}$ (примерные значения приведены в табл. 3.2); ρ – плотность промывочной жидкости, кг/м^3.

Таблица 3.2

Значения коэффициента λ_i

Элемент обвязки	Условный размер элемента, мм	Диаметр проходного канала, мм	λ_i 10^{-2} м$^{-4}$
Стояк	114 140 168		3,4 1,1 0,4
Буровой рукав		38 76 102	3,8 1,2 0,3
Вертлюг		32 75 100	2,7 0,9 0,3
Ведущая труба	65* 80* 112* 140* 155*	32 40 74 85 100	11,0 7,0 1,8 0,9 0,4

* - сторона квадрата (ведущей трубы)

Также, с достаточной для практических расчетов точностью, потери давления в манифольде буровой установки, можно принимать по табл. 3.3 в зависимости от производительности (подачи) насосов.

Таблица 3.3

Коэффициент потерь давления в манифольде буровой установки

Тип промывочной жидкости	Коэффициент потерь давления в манифольде (МПа), при производительности насоса, дм^3/с						
	20	25	30	35	40	45	50
Вода	0,11	0,18	0,25	0,34	0,45	0,57	0,70
Глинистый раствор	0,14	0,22	0,32	0,43	0,56	0,71	0,88

Потери давления в бурильной колонне из труб одного диаметра определяют по квадратичной формуле Дарси-Вейсбаха

$$P_{тр} = \lambda_р (L/d) \cdot (V^2/2), \text{ МПа} \qquad (3.18)$$

где $\lambda_р$ – коэффициент гидравлических сопротивлений в бурильных трубах; L – длина бурильной колонны трубопровода), м.

Формулу 3.18 можно переписать через подачу, подставив

$$V = Q/F = 4Q/\pi d^2,$$

тогда

$$P_{тр} = \lambda (8/\pi^2)(L/d^2)/\rho Q^2. \text{ МПа} \qquad (3.19)$$

Экспериментальными исследованиями Б. И. Мительмана установлено, что величину v с высокой точностью можно определить по формуле Ф. А. Шевелева

$$\lambda = (0{,}23/d^{0226})(1{,}910^{-6} + v/V)^{0{,}226}, \qquad (3.20)$$

где $v = 1\text{x}10^{-6}$ м^2/с – коэффициент кинематической вязкости (данные приведены для воды).

В работе [11] проведен анализ формулы (3.20) и сделан вывод, что для всех бурильных труб и УБТ при подаче Q>10 дм^3/с (л/с) коэффициент гидравлических сопротивлений с отклонением, не превышающим 8 % можно определить для случая квадратичного трения по формуле

$$\lambda = 0{,}0121 / d^{0{,}226}. \qquad (3.21)$$

Потери давления в забойном двигателе (например, турбобуре) определяют из технической характеристики двигателя [4] или по формуле

$$P_m = (\Delta p_m Z)/ m_p, \text{ МПа} \qquad (3.22)$$

где ΔP_m – потери давления в одной ступени рассматриваемого турбобура, выбирают по паспорту или из [11]; Z – число ступеней турбобура; m_p – коэффициент реактивности серийных турбобуров, выбирается по паспорту или из [11].

Потери давления в долоте определяют по формуле

$$P_д = (\rho Q^2)/ (2 \mu F_c{}^2), \text{ МПа} \qquad (3.23)$$

где μ = 0,95 – коэффициент расхода; F_c – суммарная площадь сечения проходных отверстий сопел долота, определяется по формуле

$$F_c = n (\pi d^2{}_c/4), \text{ м}^2 \qquad (3.24)$$

где d_c – диаметр используемых сопел, м; n – число сопел в долоте.

Потери давления в насадках долота также можно определять по номограмме приведенной на рис. 3.4.

Потери давления в затрубном кольцевом пространстве определяются при помощи формулы Дарси-Вейсбаха с учетом диаметральных размеров кольцевого проходного сечения

$$P_{кп} = \lambda (8/ \pi^2) (L \rho Q^2) / [(D – d)^3 (D + d)^2]. \text{ МПа} \qquad (3.25)$$

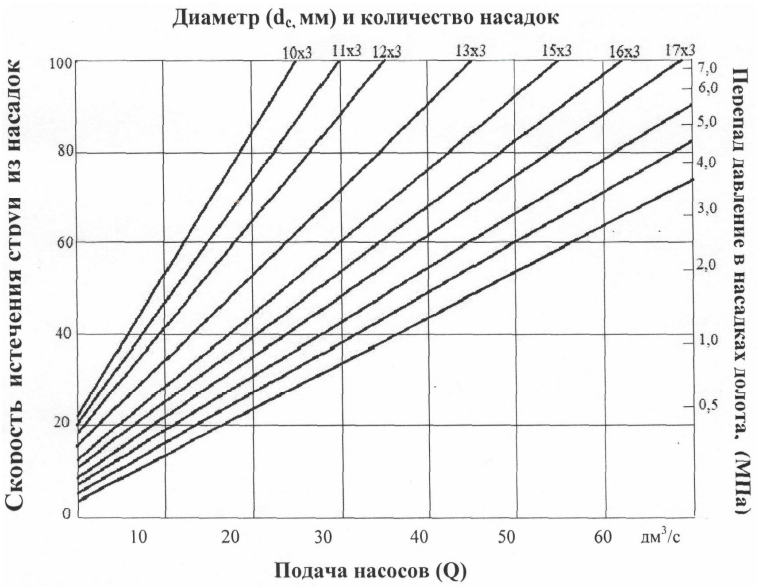


Рис. 3.4. Номограмма для определения потерь давления в насадках долота

Рабочее давление буровых насосов рекомендуется устанавливать в пределах

$$P_н = (0{,}65–0{,}85)\ P_{нmax}, \qquad (3.26)$$

так как дальнейшее повышение $P_н$ неизбежно сопровождается более интенсивным износом сменных деталей буровых насосов и увеличением затрат времени на ремонтные работы и следует стремиться к следующему распределению давления насоса

$$P_н = P_м + P_{бк} + P_{убт} + P_{з\,д} + P_д + P_{кп} \qquad (3.27)$$

$$100\ \% > 2–3\ \% + (17–30\ \%) + 50–60\ \% + 10–15\ \%.$$

Рассчитав расход промывочной жидкости по формуле (3.13) и суммарное сопротивление всей циркуляционной системы (3.16), определяют гидравлические параметры промывки скважины, для бурения которой предназначен проектируемый вертлюг.

Внутренний диаметр канала ствола вертлюга, отвода и напорной трубы для уменьшения гидравлических сопротивлений желательно увеличить, однако, это приводит к увеличению размеров уплотняемых деталей, ухудшает условия работы уплотнений.

Выбрав диаметр канала и длину ствола необходимо предупредить размыв деталей вертлюга промывочной жидкостью несущей абразивные частицы, исходя из условия, что скорость потока жидкости не должна превышать 6–8 м/с. Соблюдение этого требования проверяется по формуле (3.14).

Длину ствола выбирают с учетом возможной многократной нарезки изношенной левой резьбы, выполняемой по ГОСТ 5286-75.

Потери давления при прокачивании промывочной жидкости через вертлюг вычисляются по формуле Дарси-Вейсбаха

$$P_B = \lambda\rho\frac{lv^2}{2d}, \text{ МПа} \qquad (3.28)$$

где λ – коэффициент гидравлических сопротивлений (при турбулентном движении для воды он равен 0,018–0,020, для глинистого раствора – 0,018–0,25); ρ – плотность раствора, кг/м^3; v – скорость течения раствора, м/с; d – внутренний диаметр канала, м; l – длина канала, м.

Определив гидравлические сопротивления вертлюга необходимо сопоставить их с общим сопротивлением всей циркуляционной системы определяемым по формуле (3.27).

3.3.4. Выбор подшипников

Выбор подшипников качения для опор вертлюга производится в зависимости от их статической и динамической грузоподъемности с учетом требуемого ресурса (в миллионах оборотов или часах). При этом учитывается направление действия сил и габариты проектируемой конструкции.

Изучив технические характеристики отечественных и зарубежных вертлюгов [1–4], характеристики подшипников [1], [6] с учетом грузоподъемности и габаритов проектируемого вертлюга выбираем тип и серию (размеры) подшипников главной и вспомогательной опор.

Статическая грузоподъемность (C_{oa}), приведенная в справочниках и каталогах характеризует предельную нагрузку, выдерживаемую не вращающимся подшипником.

Динамическая грузоподъемность C_a характеризует предельную нагрузку которую подшипник выдерживает при стандартном (10^6) числе оборотов (циклов нагружения) при 90 % вероятности неразрушения.

Календарный срок службы буровой установки в соответствии с общесоюзными нормами амортизационных отчислений на полное восстановление (17 %) составляет шесть лет, что соответствует шести тысячам часов механического бурения.

Проектировать подшипник вертлюга на шестилетний срок службы нецелесообразно, т. к. это значительно увеличит габариты и массу всего вертлюга. Обычно эти подшипники рассчитываются на три года или три тысячи часов эксплуатации.

Выбрав подшипник, следует объяснить по каким соображениям принят:

- шариковый или роликовый подшипник;
- радиальный, радиально-упорный, упорно-радиальный либо упорный тип подшипника;
- самоустанавливающийся (сферический) или не самоустанавливающийся подшипник;
- подшипник данной размерной серии (легкая, средняя, тяжелая, узкая, нормальная, широкая и т. д.).

Подшипники различных типов размеров и серий обладают различной грузоподъемностью и быстроходностью [6].

По допустимой скорости вращения вертлюг должны удовлетворять требованиям роторного бурения [4] .

3.4. Расчет вертлюга на прочность и выносливость

Расчет на прочность и выносливость должен учитывать требования экономичности, долговечности, надежности и снижения массы.

Способность учесть режимы нагружения, реальные свойства материалов, условия нагружения, технологические и эксплуатационные факторы характеризуют профессиональную эрудицию, свидетельствуют о квалификации специалиста.

3.4.1. Расчет подшипников опоры

Статическая грузоподъемность (допускаемая нагрузка) не вращающегося подшипника, определяется из условия, что **остаточная деформация** тел качения и колец от этой нагрузки на превысит допустимую $[\delta] = D \cdot 10^{-4}$ (где D – диаметр тел качения).

Максимальная нагрузка на не вращающийся подшипник вертлюга может возникнуть при ликвидации прихвата колонны бурильных труб. Величина статической нагрузки $P_{ст}$ определяется по формуле (3.1).

Статическая грузоподъемность подшипника ($C_{оа}$) находится по каталогу подшипников [6], либо в литературе [1, 4].

Если в справочной литературе грузоподъемность подшипника отсутствует (применен нестандартный подшипник), ее можно рассчитать для упорно-радиальных роликоподшипников по формуле (3.29 и 3.30):

$$C_{оа}=50\, zD^2 \sin\alpha,\ \text{Н} \qquad (3.29)$$

$$C_{оа}=100\, zD^2\, l \sin\alpha,\ \text{Н} \qquad (3.30)$$

где z – число шаров или роликов; D – диаметр тел качения; l – длина роликов (без фасок); α – угол контакта тел качения (α=12–30^0 для шарикоподшипников, α=90^0 для цилиндрических роликов, α=80–85^0 для конических роликов).

Запас прочности опоры ($n_{ст}$) должен быть не меньше 2,0

$$n_{ст}=C_{оа} : P_{ст} =2,0. \quad (3.31)$$

Долговечность главной опоры вертлюга рассчитывается с учетом величины и длительности действии нагрузки, а также частоты вращения нагруженного подшипника. Нагрузка, действующая на вращающийся подшипник главной опоры вертлюга, определяется по формуле (3.3).

Долговечность (ресурс) подшипника определяется по формуле (3.32) и (3.33)

$$L_o=(C_a/P_э)^p \cdot 10^6, \text{ об} \quad (3.32)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n}\left(\frac{C_a}{P_a}\right)^p, \text{ ч} \quad (3.33)$$

где L_o, L_h – долговечность подшипника; p – показатель степени (для шарикоподшипников p = 3,0, для роликоподшипников p=10:3=3,333); C_a – динамическая грузоподъемность подшипника.

Величина динамической грузоподъемности для подшипников различных типов и серий приводится в каталогах или справочной литературе [1, 4, 6]. Требуемая (при проектировании) динамическая грузоподъемность C_a подшипника главной опоры вертлюга может быть определена по формуле

$$C_a =P_э \cdot (L_k \cdot z_c)^{I/p}, \text{ Н} \quad (3.34)$$

где L_k – суммарное число оборотов бурильной колонны за время бурения одной типовой скважины; z_c – число типовых скважин, пробуренных за расчетный срок службы подшипника вертлюга; p – показатель степени (см. выше).

Число циклов нагружения (оборотов) при бурении типовой скважины определяются по формуле:

$$L_k = 60\sum_{i=1}^{i} n_i T_i, \text{ оборотов} \quad (3.35)$$

где n_i – частота вращения при бурении каждого интервала; T_i – время бурения каждого интервала.

Упорный вспомогательный подшипник воспринимает вес не вращающихся деталей вертлюга, а также точки и удары с забоя, особенно ощутимые при бурении твердых и крепких пород.

Расчетная нагрузка на этот подшипник определяется по формуле

$$P_a = K_д\,(G_1 + G_2),\ \text{Н} \qquad (3.36)$$

где $K_д$ – коэффициент динамичности, учитывающий толчки и удары $K_д$=1,2–1,5; G_1 – вес невращающихся деталей вертлюга, Н; G_2 – вес 1/3 бурового напорного рукава, Н.

Радиальные вспомогательные подшипники вертлюга являются центрирующими. Их тип и серия подбираются по конструктивным соображениям и не рассчитываются.

3.4.2. Расчет ствола вертлюга

Ствол – одна из наиболее нагруженных и ответственных деталей вертлюга. Расчету подлежат наиболее опасные сечения I-I, II-II и III-III на рис. 3.5.

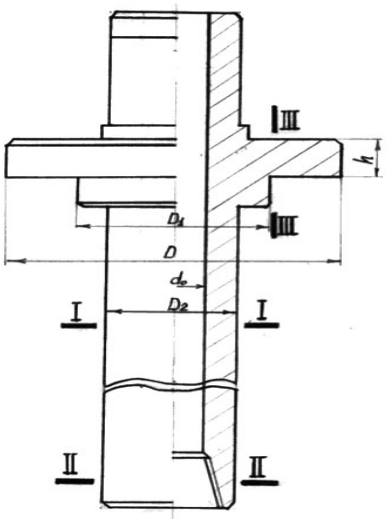


Рис. 3.5. Расчетная схема ствола вертлюга

В сечениях I-I и II-II ствол поддержан растягивающей нагрузке $P_{ст}$ – при невращающемся стволе, ее величина определяется по формуле (3.1) и $P_э$ – во время бурения (ствол вращается), которую мы определили по формуле (3.3).

Напряжение растяжения в сечении I-I равно

$$\sigma_р = \frac{P}{F} = \frac{4P}{\pi(D^2 - d_0^2)}, \text{ МПа} \qquad (3.37)$$

где P – максимальная растягивающая нагрузка равная $P_{ст}$ или $P_э$ в зависимости от вида нагружения; F – площадь поперечного сечения I-I и II-II, м^2; D_2 – d_0 – нагруженный и внутренний диаметры ствола, м (площадь сечения I-I).

Пределы выносливости материала ствола при растяжении пульсирующими циклическими нагрузками можно принять равным:

$$\sigma_{вр}=0{,}5\ \sigma_в, \text{ МПа} \qquad (3.38)$$

где $\sigma_{вр}$ – предел выносливости при растяжении, МПа; $\sigma_в$ –предел прочности ствола, МПа.

Запас прочности в сечении I-I ствола должен быть не менее 1,5

$$n_1 = {}^{\sigma_{вр}}/_{\sigma_в} \geq 1{,}5 \quad . \qquad (3.40)$$

Расчет прочности ствола в сечении II-II осуществляется по аналогии с сечением I-I. Следует учесть, что в этом сечении по внутреннему диаметру ствола нарезана левая замковая резьба. При определении площади сечения II-II необходимо знать внутренний диаметр этой резьбы в плоскости торца ствола.

В сечении III-III ствол подвержен напряжением изгиба и среза. Напряжения изгиба определяется по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W}, \qquad (3.41)$$

где $M_{из}$ – максимальный изгибающий момент, Н×м; W – осевой момент сопротивления, м^3.

Максимальный изгибающий момент в сечении III-III равен:

$$M_{из} = \frac{P \cdot (D - D_1)}{2}, \text{ Н·м.} \quad (3.42)$$

Осевой момент сопротивления определим по формуле

$$W = \frac{\pi D^3 h^3}{6}, \text{ м}^3. \quad (3.43)$$

Предел выносливости на изгиб при пульсирующих изгибающих нагрузках можно принять равным

$$\sigma_{ои} = 0{,}6\sigma_в, \text{ МПа.} \quad (3.45)$$

Коэффициент запаса прочности при пульсирующем цикле нагрузок равен

$$K_{из} = \frac{\sigma_{ои}}{\sigma_{из}}. \quad (3.46)$$

Напряжение среза в сечении III-III определим по формуле

$$\tau_{ср} = \frac{P_{ст}}{F}, \text{ МПа} \quad (3.47)$$

где F – площадь среза, м^2.

Площадь среза в нашем случае равна

$$F = \pi \cdot D_1 \cdot h, \text{ м}^2. \quad (3.48)$$

Предел выносливости на срез принимаем равным

$$\tau_{оср} = 0{,}7\sigma_в, \text{ МПа.} \quad (3.49)$$

Коэффициент запаса прочности на срез определим из отношения

$$K_{ср} = \frac{\tau_{оср}}{\tau_{ср}}. \quad (3.50)$$

Если запасы прочности, определенные по (3.40), (3.46) и (3.50), слишком велики, следует уменьшить площадь соответствующего сечения, что облегчит конструкцию, либо заменить марку стали.

Подобрав оптимальные конструктивные размеры и материал для изготовления ствола вертлюга следует повторить проверочный расчет опасных сечений, изменяющих свою площадь либо механические свойства стали.

Результаты расчета ствола вертлюга необходимо свести в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Результаты расчета ствола вертлюга на прочность

№	Параметры	Сечение		
		I-I	II-II	III-III
1	Материал (марка стали, вид заготовки)…..			
2	Механические свойства стали:			
	- предел текучести (упругости) σ_T, МПа…..			
	- предел прочности, σ_0 МПа……..……...			
	- предел выносливости при пульсирующем растяжении σ_{op}, МПа..……			
	- предел выносливости на срез при пульсирующих нагрузках τ_{ocp} ……...			
3	Размеры ствола, мм:			
	- диаметры D ……..……...			
	D_1 ……..……			
	D_2 ……...			
	d_0 ……			
	d_3 ……			
	- толщина фланца h, мм …….			
4	Максимальная нагрузка, действующая на ствол вертлюга:			
	- статическая $P_{ст}$, кН ……			
	- эквивалентная $P_э$, кН ……			
5	Расчетные напряжения:			
	- растягивающие $\sigma_р$, МПа ……			
	- изгибающие $\sigma_{из}$, МПа …….			
6	Коэффициент запаса прочности:			
	- при растяжении n_I ……			
	- при изгибе $K_{из}$ ……..……...			
	- при срезе $K_{ср}$ ……			

3.4.3. Расчет штропа вертлюга

Основные размеры и конструкция штропа выбраны при его конструировании (см. раздел 3.2) и приведены на рис. 3.2. При расчете на прочность необходимо проверить наиболее опасные сечения Б-Б, I-I, II-II.

Усилия, действующие на каждую ветвь штропа, равны

$$P_{шт} = \frac{P_{СТ}}{2}, \text{ кН.} \tag{3.51}$$

Это усилие раскладывают по двум взаимно перпендикулярным направлениям – вдоль оси штропа T и нормальную к нему N, тогда

$$T = \frac{P_{СТ} \cdot \cos\alpha}{2}, \text{ кН,} \tag{3.52}$$

$$N = \frac{P_{СТ} \cdot \sin\alpha}{2}, \text{ кН} \tag{3.53}$$

где α – угол наклона штропа, обычно равный 8–10^0.

Сечение Б-Б (см. рис. 3.2).

Максимальное растягивающее напряжение на внутренней поверхности штропа в этом сечении рассчитывается по формуле Ламе

$$\sigma_{pmax} = q\frac{R_1 + R_{F2}}{R_1 - R_{F2}}, \text{ МПа} \tag{3.54}$$

где q – интенсивность давления крюка на штроп при угле касания β=30°; R_{F2} – внутренний радиус приращения овального сечения штропа (см. рис. 3.2).

Интенсивность давления крюка на штроп вертлюга определяется по формуле

$$q = \frac{P_{СТ}}{2R_{F1} \cdot b \cdot \sin\beta/_2}, \text{ кН/м}^2 \tag{3.55}$$

где R_{F1} – радиус защитной подушки в зеве крюка (рис. 3.3)

Коэффициент запаса прочности в сечении Б-Б определим по формуле

$$K_{Б-Б} = \frac{\sigma_{вр}}{\sigma_{рmax}}, \quad (3.56)$$

где $\sigma_{вр}$ – предел выносливости при растяжении; $\sigma_{рmax}$ – максимальное растягивающее напряжение.

Сечение I – I

Штроп в сечении подвержен сложному действию растяжения и изгиба. Результирующее напряжение определяется по формуле:

$$\sigma_{I-I} = \sigma_{р1} + \sigma_{ои} = \frac{P_{шт}}{F_1} + \frac{M_{из}}{W_{и1}}, \text{ МПа}. \quad (3.57)$$

Напряжение растяжения равно

$$\sigma_{р1} = \frac{P_{шт}}{F_1} = \frac{2P_{ст}}{\pi d_2^2}, \text{ МПа} \quad (3.58)$$

где $P_{шт}$ – усилие, действующее вдоль штропа, Н; F_1 – площадь сечения I-I, м^2.

Изгибающий момент равен

$$M = N \cdot l, \text{ Н·м} \quad (3.59)$$

где N – нормальная составляющая усилия, действующего на штроп, Н; l – плечо изгиба (см. рис. 3.2), м.

Момент сопротивления изгибу сечения I-I

$$W_{и1} = \frac{\pi d_2^3}{32} \approx 0{,}1 d_2^3, \text{ м}^3. \quad (3.60)$$

Предел усталости при растяжении принимается равным

$$\sigma_{ор} = 0{,}5\sigma_{в}, \text{ МПа}. \quad (3.61)$$

Запас прочности должен быть не менее 1,5

$$K_I = \frac{\sigma_{ор}}{\sigma_{I-I}} \geq 1{,}5. \quad (3.62)$$

Сечение II-II

Проушина штропа в сечении II-II испытывает растягивающие напряжения:

$$\sigma_{pII} = \frac{T}{F_{II}}, \text{ Па} \qquad (3.63)$$

где T – вертикальная составляющая усилия, действующего на штроп, Н; F_{II} – площадь сечения II-II, м^2.

Площадь сечения II-II (см. рис. 3.2) равна

$$F_{II} = t(D - d_0), \text{ м}^2. \qquad (3.64)$$

Запас прочности в сечении II-II определяется аналогично сечению I-I по формуле

$$K_{II} = \frac{\sigma_{op}}{\sigma_{II-II}} \geq 1{,}5.$$

Сечение III- III.

Напряжение в этом сечении проушины определяем по формуле Ламе

$$\sigma_{pIII} = q_{III} \frac{R_3^2 + (d_0/2)^2}{R_3^2 + (d_0/2)^2}, \text{ Па} \qquad (3.65)$$

где $q_{III} = \frac{T}{d_0 t}$ – интенсивность давления; *h, d₀* – размеры, приведённые на рис. 3.2.

Запас прочности в сечении III - III определим аналогично сечению I-I по формуле

$$K_{III} = \frac{\sigma_{op}}{\sigma_{III-III}} \geq 1{,}5$$

Результаты расчета штропа вертлюга сводятся в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Результаты расчета штропа вертлюга на прочность

№	П а р а м е т р ы	Б-Б	I-I	II-II	III-III
1	Материал штропа (марка стали и вид заготовки)				
2	Механические свойства стали:				
	- предел упругости δ_T , МПа..…				
	- предел прочности $\delta_в$, МПа…..				
	- предел выносливости при:				
	- *растяжении* $\delta_{ор}$, *МПа*……				
	- *изгибе* $\delta_{ои}$, *МПа* ……..……..				
	- *срезе* $\delta_{оср}$, *МПа* ……..……..				
3	Расчетные усилия, кН:				
	- действующие вдоль штропа $P_{шт}$ ...				
	- вертикальная составляющая *T*..				
	- горизонтальная составляющая *N*..				
4	Максимальные напряжения в сечениях, МПа …….				
5	Коэффициент запаса прочности *K* в расчетном сечении ……				

3.4.4. Расчет пальца штропа

Палец штропа испытывает напряжения изгиба и среза. При расчете палец рассматривается как двух опорная равномерно загруженная балка (рис. 3.6).

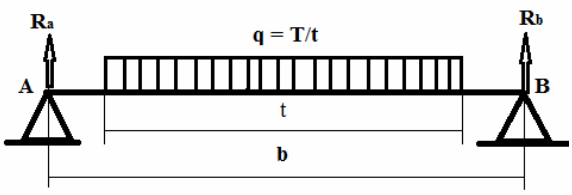


Рис. 3.6. Расчетная схема пальца штропа

Максимальный изгибающий момент определяется по формуле

$$M_{из} = \frac{T}{2}\left(\frac{в}{2} - \frac{t}{4}\right), \text{ Н·м} \qquad (3.66)$$

где T – усилие на одну ветвь штропа, Н; $в$ – длина пальца, м; t – ширина проушины штропа, м.

Момент сопротивления изгибу равен

$$W_{иа} \approx 0{,}1d_0^3, \text{ м}^3. \qquad (3.67)$$

Напряжение изгиба

$$\delta_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}}, \text{ МПа}. \qquad (3.68)$$

Запас прочности

$$K = \frac{\delta_{ои}}{\delta_{из}} \geq 1{,}5. \qquad (3.69)$$

Предел выносливости на изгиб при пульсирующем цикле нагрузок $\delta_{ои} = 0{,}6\delta_в$. Если палец изготавливается из стали 38ХГН, предел прочности равен $\delta_в$ = 750 МПа.

3.4.5. Расчет напорной трубки

Расчет ведется на растяжение от внутреннего давления бурового раствора.

$$\delta_р = \frac{2P\left(D/d\right)^2}{\left(D/d\right)^2 - 1}, \text{ МПа} \qquad (3.70)$$

где P – максимальное давление, Па; D – наружный диаметр напорной трубки, м; d – внутренний диаметр напорной трубки, м.

Предел усталости на растяжение принимается равным $\delta_{ор} 0{,}5\delta_в$

Запас прочности должен быть не менее 2,0

$$K = \delta_{op} / \delta_p \geq 2{,}0 \cdot \qquad (3.71)$$

Напорная труба изготавливается из стали 20, имеющей предел прочности $\delta_{вр}$ =400 МПа рабочая поверхность цементируется.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Ефимченко С. И., Прыгаев А.К.* Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности. Ч. 1. –М.: РГУ нефти и газа им. И. М.Губкина, 2006.

2. *Баграмов Р. А.* Буровые машины и комплексы. –М.: Недра, 1988.

3. *Самсонов О. Н.* Вертлюг. Метод. указания к курсовому и дипломному проектированию. –Алматы: КазНТУ, 1995.

4. *Ильский А. Л., Миронов Ю. В., Чернобыльский А. Г.* Расчет и конструирование бурового оборудования. Учеб. пособие для вузов. – М.: Недра, 1985.

5. *Алексеевский Г. В.* Буровое установки Уралмашзавода. –М.: Недра, 1981.

6. *Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перль Л. Я.* Подшипники качения. Справочник. –М.: Машиностроение, 1975.

7. *Элияшевский И. В., Стороский М. Н., Орсуляк Я. М.* Типовые задачи и расчеты в бурении. Учеб. пособие для техникумов. –М.: Недра, 1982.

8. *Лесецкий В. А., Ильский А. Л.* Буровые машины и механизмы. –М.: Недра, 1982.

9. *Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.* Расчеты на прочность деталей машин. Справочник. –М.: Машиностроение, 1979.

10. ГОСТ 16293-82 Буровые установки для эксплуатационного и разведочного бурения. Основные параметры. – М.: Госстандарт РФ.

11. *Гукасов А.* Практическая гидравлика в бурении. Справочник. –М.: Недра, 1984.

12. ГОСТ 25361-82 Вертлюги. Основные параметры. –М.: Госстандарт РФ.

13. ГОСТ 25468-82 Оборудование для спуско-подъемных операций и вертлюги. Присоединительные размеры. –М.: Госстандарт РФ.

СОДЕРЖАНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ ……..	3
1	ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ БУРОВЫХ ВЕРТЛЮГОВ…….	5
1.1	Назначение и требования, предъявляемые к вертлюгам……...	5
1.2	Классификация и технические характеристики вертлюгов……..….	6
1.2.1	Классификация вертлюгов……..	6
1.2.2	Вертлюги российского производства……	7
1.2.3	Вертлюги производства США……	13
1.2.4	Вертлюги производства Китай……	20
1.3	Принципиальная конструктивная схема вертлюга…	23
1.4	Описание конструкции вертлюга……...	26
1.4.1	Основные детали вертлюга…….....	27
1.4.1.1.	Корпус и штроп.....	27
1.4.1.2.	Ствол вертлюга.....	29
1.4.1.3.	Верхняя, нижняя крышки и отвод.....	32
1.4.1.4.	Узел быстросъемного уплотнения.....	34
1.4.1.5.	Основная опора вертлюга.....	38
2.	ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПРОТОТИПА…….	40
2.1.	Описание конструкций, технических характеристик вертлюга выбранного в качестве прототипа.....	40
2.2	Эксплуатация и смазка вертлюгов……..	43
2.3	Ремонт вертлюгов……..	45
2.4	Подготовка к работе……	46
2.5	Проверка технического состояния……..	47
2.6	Техническое обслуживание…….	47
2.7	Замена уплотнения……	48
3.	РАСЧЕТНЫЙ РАЗДЕЛ ……..	50
3.1	Основы проектирования вертлюга…….	50
3.2	Исходные данные для проектирования вертлюга…..	50
3.3	Выбор и обоснование конструктивной схемы вертлюга……..……	51
3.3.1	Грузоподъемность вертлюга……	51
3.3.2	Основные размеры штропа…….	55

3.3.3	Выбор диаметра канала, отвода и напорной трубки……	58
3.3.4	Выбор подшипников……..	64
3.4	Расчет вертлюга на прочность и выносливость….	66
3.4.1	Расчет подшипников опоры……..	66
3.4.2	Расчет ствола вертлюга……..	68
3.4.3	Расчет штропа вертлюга……..	72
3.4.4	Расчет пальца штропа……..	75
3.4.5.	Расчет напорной трубки.....	76
	Библиографический список …….....	78
	Приложение А. Задание на проектирование вертлюга…….……	81
	Приложение Б. Исходные данные для проектирования вертлюга…….	82
	Приложение В. Механические свойства металла тела бурильных труб.....	83
	Приложение Г. Состав пояснительной записки дипломного проекта……..……	84
	Приложение Д. Свойства сталей состав и свойства отдельных среднеуглеродистых низколигированных сталей.....……	
	Приложение Е. Механические свойства и область применения сталей в производстве бурового и нефтепромыслового оборудования ……	91
	Приложение Ж. Чертежи вертлюга ……..	95

Приложение А

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет
имени К. И. Сатпаева

Кафедра МОНГП

ЗАДАНИЕ
на проектирование вертлюга
Вариант № ____

студенту гр. _____ тов. _____

Исходные данные для проектирования (выбираются из Приложения Б)

1. Грузоподъемность вертлюга, кН ……..._____
2. Максимальная глубина бурения, м (обосновать)……_____
3. Частота вращения во время бурения, об/мин. ……..…..._____
4. Параметры промывочной жидкости:

4.1. плотность г/см^3 ……......_____
4.2. максимальный расход, дм^3/с ……..…......_____
4.3. максимальное давление, м МПа ……..…….._____

Графическая часть проекта

1. Сборочные чертежи:

1.1. общий вид вертлюга
1.2. узел уплотнения напорной трубки
1.3. узел уплотнение ствола в корпусе
1.4. узел уплотнения масленой ванны

2. Чертежи деталей:

2.1. штроп
2.2. ствол
2.3. труба напорная
2.4. корпус
2.5. верхняя крышка
2.6. нижняя крышка
2.7. отвод
2.8. переводник
2.9. палец

Задание выдано “___” _____201__г. _____ _____
(подпись) (ф.и.о. преподователя)

Приложение Б

Исходные данные для проектирования вертлюга

Номер варианта	Грузо-подъемность, кН	Максимальная глубина бурения, м (обосновать)	Частота вращения, об/мин.	Промывочная жидкость		
				плотность, г/см^3	Расход дм^3/с	Давление, МПа
0	1000		120	1,5	45	20
1	1250		130	1,1	50	20
2	1600		160	2,0	44	21
3	2000		140	1,2	45	22
4	2500		110	1,3	52	25
5	3200		150	1,5	46	25
6	4000		100	1,4	40	32
7	5000		90	1,8	30	35
8	6300		80	1,1	20	35
9	8000		60	1,6	40	40

Объем графической части проекта согласуется с руководителем проекта при получении “Технического задания на проектирование”. Графическая часть работы должна быть выполнена с использованием компьютерных программ «Компас», «Автокад» и т. д. (пример выполнения чертежей в программе «Компас» приведен в приложении Е).

Одновременно согласуется календарный график выполнения отдельных этапов проекта и дни обязательных консультаций. Соблюдение установленных сроков проектирования учитывается при оценке проекта.

Методические указания могут быть использованы в процессе научно-исследовательской и самостоятельной работы студентов, а также при выполнении курсового проекта и на практических занятиях по дисциплинам “Буровые машины и комплексы”, “Монтаж и эксплуатация бурового оборудования”, «Буровое оборудование», «Расчет и конструирование бурового оборудования».

Прочностные расчеты и расчет подшипников выполняется на компьютере с использованием стандартных программ, имеющихся на кафедре “Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов” КазНТУ имени К. И. Сатпаева.

Приложение В

Механические свойства металла тела бурильных труб

Наименование показателя	Норма механических свойств из стали группы прочности							
	Д	К	Е	Л	М	Р	Т	У
Временное сопротивление (предел прочности) $\sigma_в$, МПа (кг/мм^2), не менее	650	700	750)	800	900	999	1000	1100
Предел текучести $\sigma_т$, МПа (кг/мм^2), не менее	380	500	550	650	724	750	900	1000
Относительное удлинение $\delta_{0,}$ % не менее	16	15	14	11	12	12	11,5	10,5
Относительное сужение после разрыва δ, %, не менее	50	50	50	50	45	45	40	40
Ударная вязкость KCV Дж/см^2 (кг·м/см^2), не менее	690 (7)	690 (7)	690 (7)	690 (7)	690 (7)	690 (7)	- -	- -

Примечание. Группы прочности Т и У введены в стандарт как перспективные. Допускается изготавливать трубы групп Т и У по нормативно-технической документации.

Приложение Г

Состав пояснительной записки дипломного проекта

Оформляется в соответствии с требованиями действующего в университете нормативного документа СТП на работы учебные и должен содержать:

1. Титульный лист
2. Задание на выполнение дипломного проекта
3. График подготовки дипломного проекта
4. Аннотацию на 3-х языках (каз., рус., англ.)
5. Содержание
6. Введение
7. Технический раздел (в соответствии с Приложением 3)
8. Специальный раздел
9. Расчетный раздел
10. Раздел «Охрана труда и техника безопасности»
11. Раздел «Охрана окружающей среды»
12. Экономический раздел
13. Заключение
14. Список литературы
15. Спецификация

Приложение Д

Свойства сталей состав и свойства отдельных среднеуглеродистых низколигированных сталей

Марка стали	Химический состав, %				Термическая обработка	Прокаливаемость, мм	Механические свойства				$T_{кр}$, °С	Отпускная хрупкость $\frac{KCU_{ПЕЧЬ}}{KCU_{ВОДА}}$
	C	Cr	Ni	Другие элементы			$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	δ,%	KCU, МДж/м²		
40 Х	0,36-0,44	0,8-1,1	-	-	Закалка (860°С), в.м.; Отпуск (500°С), в.м.	15	1000	800	10	0,6	-30	0,6
40 ХН	0,36 0,44	0,45-0,75	1,0-1,4	-	Закалка (820°С), в.м.; Отпуск (500°С), в.м.	20	1000	800	11	0,7	-60	0,6
50 ХН	0,46-0,54	0,45-0,75	1,0-1,4	-	Закалка (820°С), в.м.; Отпуск (530°С), в.м.	30	1100	900	9	0,5	-50	0,4
38 ХГН	0,35-0,43	0,50-0,80	0,70-1,1	-	Закалка (850°С), в.м.; Отпуск (570°С), в.м.	40	800	800	12	1,0	-40	0,7
50 ХФА	0,46-0,54	0,8-1,1	-	V-0,15-0,25	Закалка (880°С), в.м.; Отпуск (520°С), в.м.	15	130	110	10	0,6	-30	0,6
30 ХМА	0,26-0,33	0,8-1,1	-	M_o-0,15-0,25	Закалка (880°С), в.м.; Отпуск (540°С), в.м.	12	950	750	12	0,9	-40	0,95
38 Х2Ю	0,35-0,43	1,5-1,8	-	Al-0,5-0,8	Закалка (930°С), в.м.; Отпуск (630°С), в.м.	15	900	750	10	0,8	-	0,6
38 Х2МЮА	0,35-0,42	1,35-1,65	-	M_o-0,15-0,25 Al-0,70-1,1	Закалка (940°С), в.м.; Отпуск (640°С), вз.м.	15	1000	850	14	0,9		0,9

Примечание: В графе «Термическая обработка» даны следующие сокращения: в. – охлаждение в воде; м – масле; вз. – на воздухе

Продолжение приложения Д

Состав и свойства отдельных среднеуглеродистых среднелигированных сталей

Марка стали	Химический состав, %					Термическая обработка	Прокаливаемость, мм	Механические свойства				$T_{хр}$, °С	Отпускная хрупкость $\frac{KCU_{ПЕЧЬ}}{KCU_{ВОДА}}$
	C	Cr	Ni	M_ϕ	Другие элем.			$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	δ,%	KCU, МДж/м²		
30ХН2МА	0,27-0,34	0,60-0,90	1,25-1,65	0,20-0,30		Закалка (860°С), м; Отпуск (530°С), в.з.	50	1000	800	10	0,8	-70	0,95
40ХН2МА	0,37-0,44	0,60-0,90	1,25-1,65	0,15-0,25	-	Закалка (850°С), м; Отпуск (620°С), м.вз.	60	1100	850	12	0,8	-60	0,9
40Х2Н2МА	0,35-0,42	1,25-1,65	1,35-1,75	0,20-0,30	-	Закалка (870°С), м; Отпуск (600°С), м	70	1100	950	10	0,8	-60	0,9
38ХН3МА	0,33-0,40	0,80-1,20	2,75-3,25	0,20-0,3	-	Закалка (850°С), м; Отпуск (530°С), вз.	100	1100	1000	12	0,8	-80	0,95
38ХН2МФА	0,27-0,34	0,60-0,90	2,00-2,40	0,20-0,30	V-0,1-0,18	Закалка (860°С), м; Отпуск (680°С), вз.	60	900	800	10	0,9	-70	0,95
30ХН3МФА	0,33-0,40	1,20-1,5	3,00-3,50	0,35-0,45	V-0,1-0,18	Закалка (850°С), м; Отпуск (600°С), в.	100	1200	1100	12	0,8	-80	0,9
30ХГСН2А	0,27-0,34	0,90-1,20	1,40-1,80	Si-0.90-1.2	Mn-1.0-1.3	Закалка (900°С), м; Отпуск (260°С), вз.м.	80 100	1650 1600	1400 -	9	6 7	-	

Примечание: Сокращения в графе «Термическая обработка» те же, что и в Таблице 4П.

Продолжение приложения Д

Состав и свойства низкоуглеродистых легированных машиностроительных сталей

Марка стали	Химический состав, %					Термическая обработка	Прокаливаемость, мм	Механические свойства				$T_{хр}$, °С	Отпускная хрупкость $\frac{KCU_{пеуд.}}{KCU_{вод.}}$
	C	Cr	Ni	Mo	Другие элементы			$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	δ,%	KCU, МДж/м^2		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15ХА	0,10-0,17	0,70-1,0	-	-	-	Закалка (1-880°С), в.м; (2-780°С), в.м.; Отпуск (180°С), вз.м.	5	700	500	12	0,7	-	-
15ХФ	0,12-0,18	0,8-1,0	-	-	V-0,06-0,12	Закалка (1-880°С), в.м; (2-780°С), вз.м.; Отпуск (180°С), вз.м.	7	750	550	13	0,8	-	-
15ХМ	0,11-0,18	0,8-1,1	-	0,40-0,55	-	Закалка (880°С), вз; Отпуск (650°С), вз.	7	450	280	21	1,2		0,8
20ХН	0,17-0,23	0,45-0,75	1,00-1,40		-	Закалка (1-860°С), в.м. (2-760°С), м.в.; Отпуск (180°С)	15	800	600	14	0,8	-70	-
12ХН2	0,09-0,16	0,60-0,90	1,50-1,90	-	-	Нормализация (860°С); Закалка (760°С), м; Отпуск (180°С)	15	800	600	12	0,9	-80	-
12ХН3А	0,09-0,16	0,60-0,90	2,75-3,15	-	-	Закалка (1-860°С), в.м. (2-760°), в.м. Отпуск (180°С)	20	950	700	11	0,9	-140	-
20ХН3А	0,17-0,24	0,60-0,90	2,75-3,15	-	-	Закалка (820°С), м; Отпуск (500°С), м.в	35	950	750	12	1,1	-100	0,4
12Х2Н4А	0,09-0,15	1,25-1,65	3,25-3,65	-	-	Нормализация (860°С); 50 Закалка (780°С), м; Отпуск (180°С), м.	50	1150	950	10	0,9	-150	-

Продолжение приложения Д

Состав и свойства низкоуглеродистых легированных машиностроительных сталей

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
20ХН2М	0,15-0,22	0,40-0,60	1,60-2,00	0,20-0,30	-	Закалка (1-860°С), м; (2-780°С), м.; Отпуск (200°С), м.	20	900	700	11	0,8	-70	-
14Х2Н3МА	0,12-0,17	1,50-1,75	2,75-3,15	0,20-0,30	-	Закалка (1-880°С), м; (2-770°С), м.; Отпуск (180°С)	30	1000	900	10	0,8	-100	-
18Х2Н4МА	0,14-0,20	1,35-1,65	4,00-4,40	0,30-0,40	-	Закалка (1-950°С), вз; (2-860°С), пз.; Отпуск (200°С); Отпуск (550°С); вз.	80 100	1150 1050	850 800	12 12	1,0 1,2	-100 -150	- 0,8
20ХН2ФА	0,17-0,24	0,7-1,0	3,75-4,15	-	V-0,10-0,18	Закалка (850°С), м; Отпуск (630°С), м.в.	60 90	900 1150	700 700	12 12	1,0 1,2	-80 -70	0,6 0,8
16Х2ГН2МА	0,14-0,19	1,70-2,10	1,70-2,10	0,15-0,25	Mn-1,1-1,4	Закалка (880°С), вз; Отпуск (200°С)							
20ХНР	0,16-0,23	0,70-1,10	0,80-1,10	-	B>0,001	Нормализация (940°С); Закалка (820°С), м; Отпуск (200°С)	20	1200	1000	10	0,9	-60	-
20ХГНР	0,16-0,23	0,70-1,1	0,8-1,1	-	B≥0,001	Нормализация (940°С); Закалка (820°С), м; Отпуск (200°С)	25	1300	1100	10	0,9	-70	-
15ХГН2ТА	0,13-0,18	0,70-1,00	1,40-1,80	-	Ti-0,03-0,09 Mn-0,70-1,100	Нормализация (960°С); Закалка (840°С), м; Отпуск (180°С)	20	950	750	11	1,0	-60	-

Примечание: Сокращения в графе «Термическая обработка» те же, что и в Таблице 4П.

Продолжение приложения Д

Назначение основных низкоуглеродистых цементируемых сталей

Назначение		Марка стали	Прокаливаемость, мм	σ_{T}, МПа	KCU, МДж/м²	Термическая обработка
Общее	В нефтяной и газовой отрасле					
Тонкостенные цементуемые изделия: не сильно нагруженные поршневые пальцы, толкатели клапанов, ролики	Мелкие шестерни, оси поршневые кольца, тарелки и клапана буровых насосов	15ХА	5	500	0,7	Цементация: 1-я закалка (880°С).м.; 2-я закалка (780°С). в.м.; Отпуск (180°С)
Изделия сечением до 15-20 мм; поршневые пальцы, шлицевые валы, крепежные изделия (без цементации)	Насосные штанги (без цементации), шестерни, поршневые кольца	20ХН	15	600	0,8	1. Цементация: 1-я закалка (860°С).м.; 2-я закалка (780°С). в.м.; Отпуск (180°С) 2. Без цементации закалка (860°С).м.; Отпуск (520°С). в.м.
Изделия сечением до 35-40 мм повышенной на-груженности: зубчатые колеса, крепежные детали (без цементации)	Шестерни зубчатых передач буровых установок, шарошки, лапы буровых долот и др.	20ХН3А	35	750	1,1	1. Цементация: 1-я закалка (860°С).м.; 2-я закалка (760°С).м.; Отпуск (180°С) 2. Без цементации закалка (820°С).м.; Отпуск (500°С). м.в.
Крупные ответственные изделия : валы зубчатые колеса, поршневые пальцы	Тяжело нагруженные валы и зубчатые колеса, подвергаемые цементации	12Х2Н4А	50	950	0,9	Цементация: 1-я закалка (860°С).вз.; 2-я закалка (780°С).м.; Отпуск (180°С)
Крупные высокоответст-венные изделия в цементованном и нецементованном состоянии: коленчатые валы, шатуны, валы редукторов, силовые болты	Ответственные детали бурового и насосно-компрессорного оборудования	18Х2Н-4МА 18Х2Н-4ВА	80 100	850 800	1,0 1,2	Цементация: 1-я закалка (950°С).вз.; 2-я закалка (860°С). вз.; Отпуск (200°С) Закалка (860°С), вз.;Отпуск (550°С). вз.

Примечание: Сокращения в графе «Термическая обработка» те же, что и в Таблице 4П.

Продолжение приложения Д

Назначение основных среднеуглеродистых машиностроительных сталей

Назначение		Марка стали	Прокаливаемость, мм	$\sigma_в$, МПа	KCU, МДж/м²	Термическая обработка
Общее	В нефтяной и газовой отрасле					
Изделия сечением до 10мм, невысоконагруженные: валики, оси, болты, шпильки, гайки, пальцы	Муфты насосных штанг, пальцы крейскопфа буровых насосов, фиксаторы, шпонки и др.	45	12	500	0,8	Закалка (850°С),в.; Отпуск (600°С) 1,5 ч
Изделия сечением до 15 мм с повышенной нагрузкой: валы коленчатые, валики, оси, пальцы, крепежные детали	Штоки насосов и задвижек, болты и шпильки аппаратов, валы, звездочки буровых установок	40Х	15	800	0,6	Закалка (860°С),в.м.; Отпуск (500°С), в.м. 1,5 ч
Ответственные изделия сечением до 25мм, работающие при ударных нагрузках: коленчатые валы, шатуны, шестерни	Нагруженные подъемные, трансмиссионные и промежуточные валы буровых установок, зубчатые соединительные муфты, звездочки цепных передач, стволы вертлюгов, оси элеваторов и др.	40ХН	20	800	0,7	Закалка (820°С),м.; Отпуск (500°С), в.м. 1,5 ч
Ответственные изделия сечением до 50мм при рабочей температуре до 450°С: шатуны, коленчатые валы, крепежные детали	Замки и переводники для бурильных труб и элеваторов, оси блоков и кронблоков и др.	40ХН2МА	60	850	0,8	Закалка (850°С),м.; Отпуск (620°С), 1,5 ч
Высоконагруженные ответственные изделия большого сечения до 100 мм с рабочей температурой до 500°С: роторы, шестерни редукторов, крепежные детали и др.	Пластины и ролики втулочнороликовых буровых цепей и др.	38ХН3МА	100	1000	0,8	Закалка (850°С),м.; Отпуск (590°С), 1,5 ч
Рессорно-пружинная сталь, пружины спиральные пластинчатые, рессоры с рабочей температурой до 300°С	Нагруженные пружины для насосов, амортизаторы, предохранительные клапаны и др.	50ХФА	15	110	0,6	Закалка (880°С),м.; Отпуск (520°С), 2 ч
Ответственные азотируемые изделия с температурой 450°С: штоки клапанов, гильзы цилиндров, шестерни, детали приборов и др.	Втулки и плунжеры глубинных насосов и др.	38Х2МЮА	15	850	0,9	Закалка (940°С),м.; Отпуск (640°С), азотирование

Примечание. Сокращения в графе «Термическая обработка» те же, что и в Таблице 4П.

Приложение Е

Механические свойства и область применения сталей в производстве бурового и нефтегазопромыслового оборудования

Таблица 9П

Марка стали	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Относит. удлинение δ_5,%	Относит. сужение, ψ,%	Ударная вязкость, KCU, МДж/м^2	Область применения
1	2	3	4	5	6	7
Сталь углеродистая обыкновенного качества						
Ст2	330-450	200-230^0	29-33^0	-	-	Малонагруженные детали: шплинты, корпуса сальников, стяжки пневмоцилиндра и др.
Ст3	370-500	210-250^0	23-27^0		-	Сварные конструкции; детали работающие с малой нагрузкой без трения; болты, винты, шпильки, шпонки; кольца и втулки нажимные, распор-ные; крышка станины, корпус, фланец и тройник приемной коробки буровых насосов; блоки, тормозные шкивы, барабаны легких подъемных устройств (н.п. поворотных кранов); поршни пневмоцилиндра, корпуса вертлюжков; настилы, желоба.
Ст5	500-600	260-290^0	17-20^0			Ответственные болты, гайки, шайбы, шпильки и крышки превенторов и их плашек; кольца сальников.
Углеродистая качественная конструкционная сталь						
20	420	250	25	55	-	Малонагруженные детали, подлежащие цементации, закалка в воде, сварка; втулки распорные, кольца, рычаги, фланцы, буровые вышки
30	2500	300	21	50	8	Малонагруженные детали без термической обработки; крышки вертлюгов, редукторов; мелкие средненагруженные детали: втулки, валики, штропы, полукарданы плашечных превенторов.
35	540	320	20	40	7	Детали, требующие повышенную прочность и износостойкость: термообработанные аварийные болты, дюбели, штифты, пальцы, шестерни, зубчатые и цепные колеса; стойки, балансир, коленчатый вал ленточного тормоза буровой лебедки; планшайбы ШПМ; рукоятки управления; цилиндр пневмотормоза; валы, оси; штропы вертлюгов, блоки и траверса крюко-блоков; корпуса буровых долот.

Продолжение приложения Е

1	2	3	4	5	6	7
40	580	340	19	45	6	Средненагруженные детали несложной конфигурации и небольших размеров, подвергаемых износу и требующих поверхностную или объемную закалку: ответственные болты, стяжки, пальцы, штуцера, нажимные гайки, пружинные кольца, дюбели, валы буровых лебедок, оси, блоки канатные, плита основной опоры вертлюга, вкладыши превенторов, муфты насосных штанг, пальцы крейцкопфа буровых насосов, фиксаторы, шпонки валов.
45	610	360	16	40	5	Замки и переводники бурильных труб, утяжеленные бурильные трубы, ствол вертлюга, зубчатые и цепные колеса, храповики; винты крышек клапанов бурового насоса; другие детали, к которым предъявляются требования повышенной прочности и износостойкости и в связи с этим подвергаемые поверхностной и объемной закалке в воде или масле
50	640	380	14	40	4	То же, что из стали 45, а также тормозные ленты, кованные звездочки, пальцы ползуна, эксцентриковый вал бурового насоса; кольца мембраны предохранительного клапана, сердечники поршней бурового насоса; кулачковые муфты, шкив и обод ШПМ, вал шестерни, вал гидротормоза.
Отливки из углеродистой стали						
35Л (30Л)	500	280	15	25	3,5	Корпус вертлюга, станина ротора, корпусы крюков тормозные диски, зубчатые колеса; стакан подшипников, корпус клапанной коробки, предохранительных клапанов, эксцентрики коренного вала, ползуны шатуна, барабан буровой лебедки.
40Л	530	300	14	25	3	То же, что и 35Л, но более нагруженные детали.
45Л	550	320	12	20	3	Шкивы талевого механизма, крышки предохранительных клапанов.
Хромистые стали						
20Х	1000	800	10	45	6	Детали сравнительно небольших сечений с общей повышенной прочностью и износостойкостью при средних скоростях и контактных давлениях; штроп, ствол и напорная труба вертлюга; штоки, нажимные втулки, седла и тарелки клапанов бурового насоса;

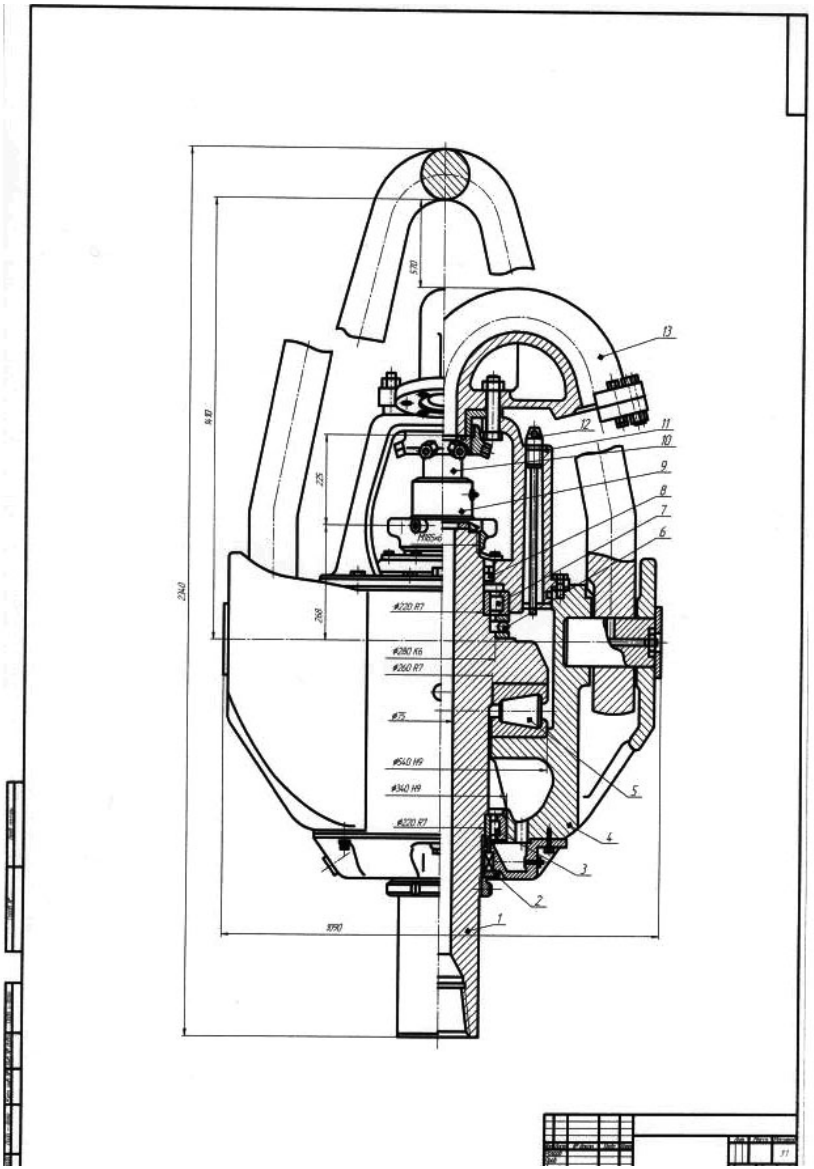
Продолжение приложения Е

1	2	3	4	5	6	7
						фланцы гидрокоробок, корпус уплотнения штока, болты и гайки пневмокомпенсатора, шток ползуна, цепные звездочки, валы, шес-терни и червяки, центратор, вкладыши и кор-пус ПКР; трубные изделия и замки буриль-ных труб. Подвергаются закалке в масле и высокому отпуску.
45Х	1050	850	9	45	5	То же, что и 40Х, при более высоких требованиях к прочности.
50Х	1100	900	9	40	4	То же, что и 45Х при более высоких требованиях к прочности и износостойкости.
Хромоникелевые стали с добавкой молибдена, ванадия и вольфрама						
20ХН		600			8	Насосные штанги, шестерни, поршневые кольца.
40ХН (30ХН)	1000	800	11	45	7	Ответственные детали средних и больших сече-ний, работающие при высоких скоростях и контактных давлениях, ударных нагрузках зубчатые и цепные колеса бурового насоса, ствол и штроп вертлюга, кулачковые муфты; буриль-ные трубы, замки и переводники бурильных труб, седла клапанов и штоки буровых насосов, боковые рога крюка, валы буровых лебедок, зуб-чатые соединительные муфты. Подвергаются закалке в масле и отпуску.
12ХН2	800	600	12	50	9	Детали с высокой твердостью, износостойкостью и вязкой сердцевиной; напорная труба вертлюга втулки БН. Подвергаются цементации, закалке в масле и отпуску.
12ХН3	950	700	11	55	9	То же, что 12ХН2. Валики многорядных цепей, плашки клиновых захватов, ролики и валики цепей.
12ХН4	1150	950	10	50	7	Штоки буровых насосов
20ХН4А	1300	1100	9	45	9	Тарель и седло клапанов бурового насоса.
35ХНЛ	1000	800	11	45	7	Тормозные шкивы, кулачковые муфты, цепные звездочки
20ХН3А	950	750	12	55	11	Напорная труба вертлюга, штоки и клапана буровых насосов, валы и шестерни, шарошки, лапы буровых долот
38ХНМ	1000	850	12	55	8	Трубы бурильные
30ХН3А	1000	800	10	45	8	Седла клапанов буровых насосов, звездочки, пластинки цепей.
38ХНВА	1100	950	12	50	8	Зубчатые колеса бурового насоса.
40ХН2МА	1100	950	10	45	8	Замки бурильных труб, утяжеленные буровые трубы (УБТ), штроп вертлюгов, валы буровых лебедок.

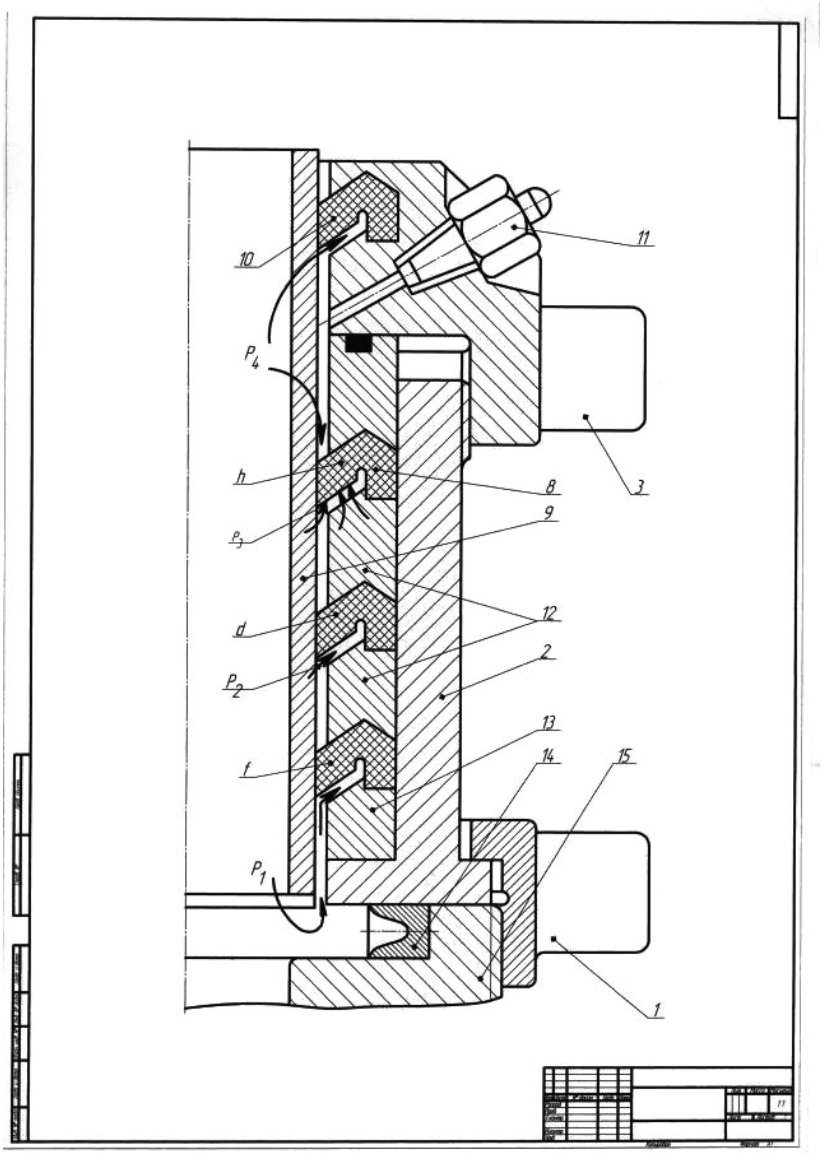
Продолжение приложения Е

1	2	3	4	5	6	7
Хромомолибденовые стали						
35ХМ	950	850	12	45	8	Детали, требующие малой деформации при термической обработке, хорошей обрабатываемости и сопротивления усталости: тормозные шкивы.
38ХМ	1000	900	11	45	8	Венцы зубчатых колес бурового насоса, отвод вертлюга, штоки бурового насоса.
Марганцовистые						
65Г	750	440	9	35		Детали больших габаритов, требующие общей повышенной прочности, износостой-кости и пружинистых свойств; втулки буровых насосов, тарель клапанов.
60Г	710	420	11	35		Тормозные шкивы, обод и шкивы ШПМ; шайбы и кольца пружинные; пружины клапанов буровых насосов.
50Г2	750	430	11	35		Цепные звездочки.
45Г	630	380	15	40	5	Шкивы талевого механизма
20Г	460	280	24	50	9	Тарель клапана бурового насоса.
Хромокремнистые						
38ХС	950	750	12	40	7	Седла клапанов, шпильки крышек гидроцилиндра, полукольца карданного вала.
40ХС	1250	1100	12	40	3,5	Седла и тарели клапанов
Хромокремнемарганцевые						
30ХГС	1100	850	10	45	4,5	Штроп и отвод вертлюга; корпус и крышки превентора, корпус плашек.
20ХГСА	800	650	12	45	7	Крышка цилиндра бурового насоса, гидравлическая короб-ка бурового насоса.
Хромоникельмолибденовые						
30ХН2МА	1000	800	10	45	8	Седла клапанов бурового насоса
40ХН2М	1100	950	10	45	8	Тарель клапана, штроп вертлюга, труб. изделия.
34ХН1М	1000	850	12	55	10	Трубы бурильные
Хромомарганцевоникелевая						
38ХГН	900	700	12	45	10	Ствол и штроп, пальцы и переводник оси талевого блока и кронблока, валшестерни буро вого насоса, зубчатые колеса.

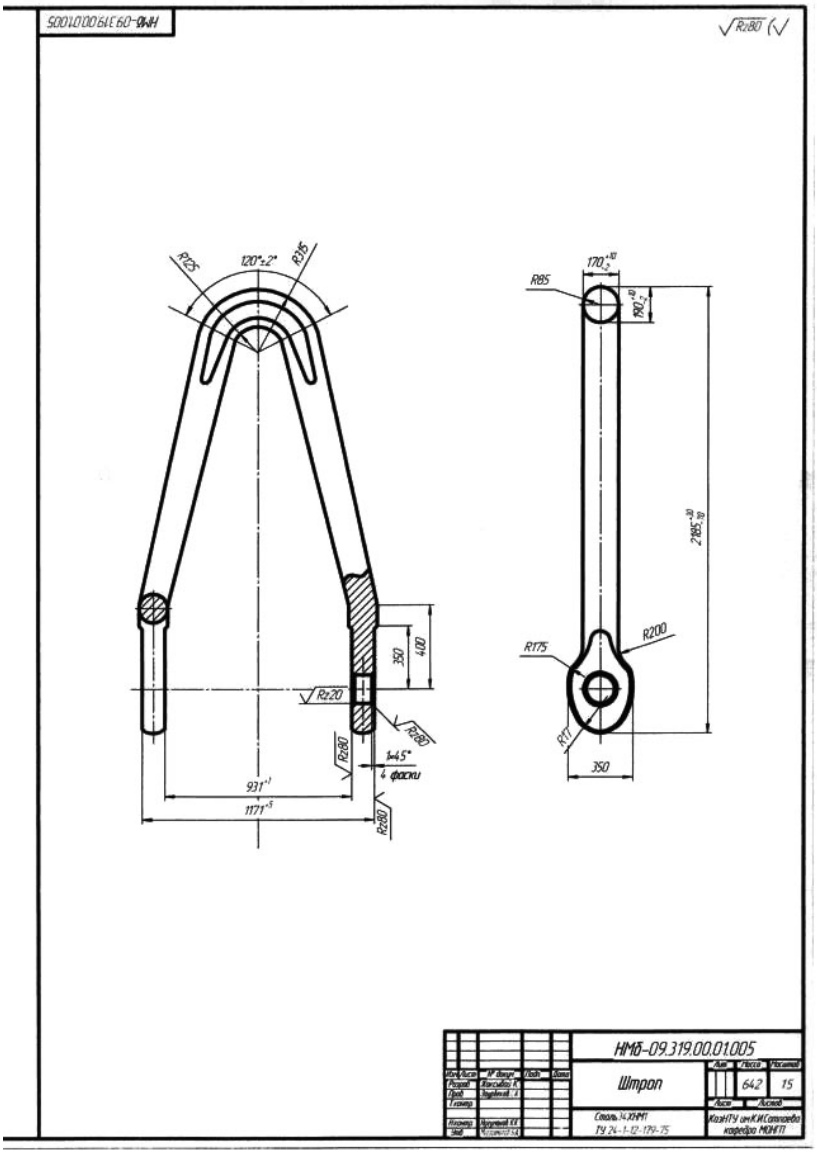
Приложение Ж



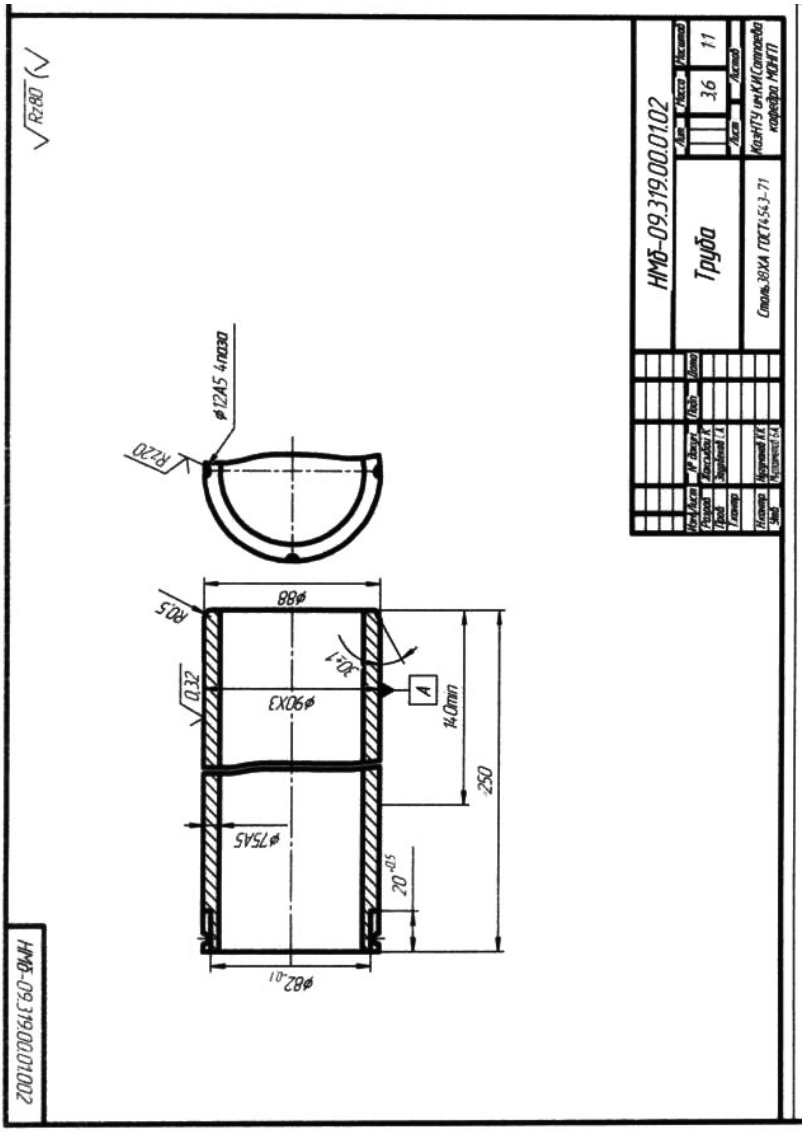
Продолжение приложения Ж



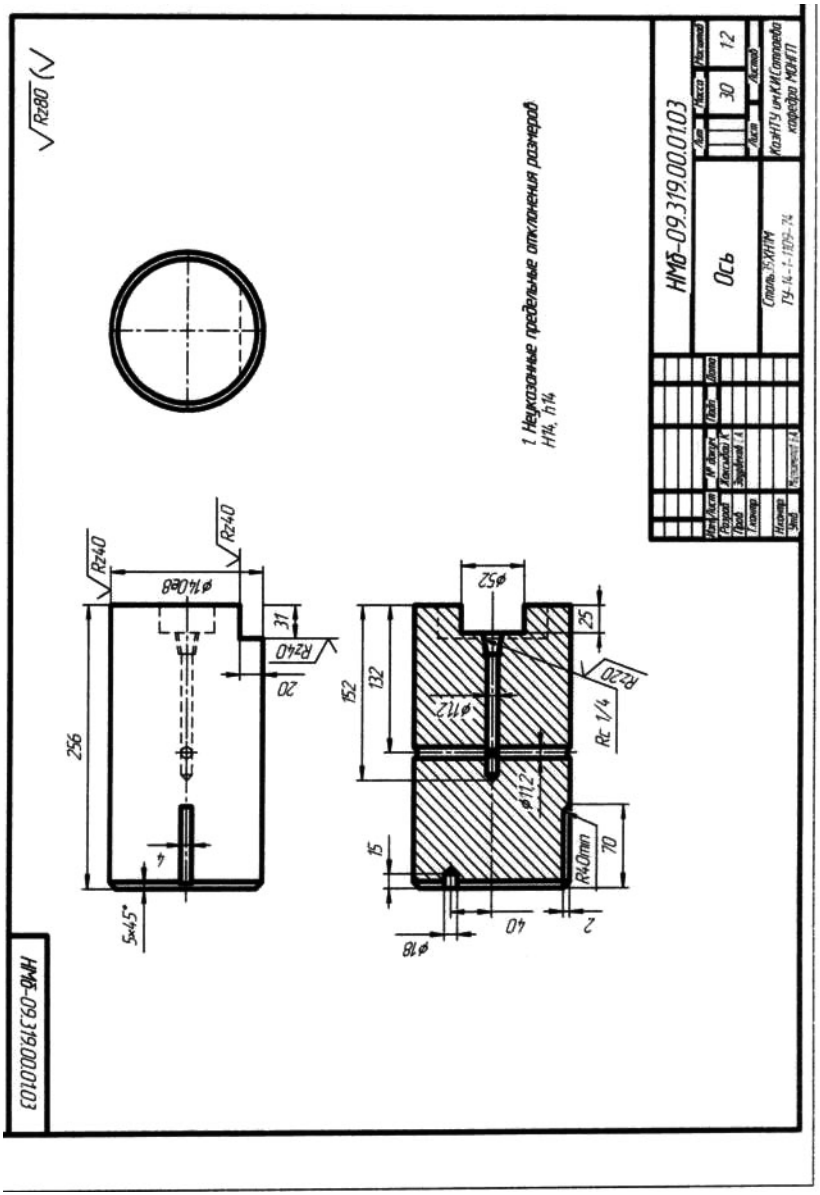
Продолжение приложения Ж



Продолжение приложения Ж



Продолжение приложения Ж



Учебное издание

С. А. Заурбеков

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ БУРОВОГО ВЕРТЛЮГА

Учебное пособие

Нач. РО ИИЦ *З. Губайдулина*
Редактор *Г.М. Дюсенбаева*
Компьютерная верстка *Д. Тажиева*

Подписано в печать 19.02.2015 г.
Тираж 300 экз. Формат 60x84x 1/16. Бумага типографская № 1.
Уч.-изд.л. 6,3. Усл. п.л. 5,9. Заказ № 305. Цена договорная.
Издание Казахского национального технического университета
им. К. И. Сатпаева
Учебно-издательский центр КазНТУ,
г. Алматы, ул. Сатпаева, 22

ISBN 978-601-228-778-3

