Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

Ухтинский государственный технический университет
(УГТУ)

БУРОВЫЕ ВЕРТЛЮГИ:
КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Ухта 2010

УДК 621.225+621.51

Б 72

Бобылёва, Т. В.

Буровые вертлюги: конструкция и расчет [Текст]: метод. указания к выполнению практических работ / Т.В. Бобылёва. – Ухта: УГТУ, 2010. – 30 с.

Методические указания предназначены для выполнения практических работ студентами специальностей 130602 «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов», 130504 «Бурение нефтяных и газовых скважин». Содержание указаний соответствует рабочей учебной программе.

Методические указания рассмотрены и одобрены кафедрой МОН и ГП, протокол № 3 от 15.11.2010 г.

Рецензент: Москалева Е. М., доцент кафедры МОН и ГП.

Редактор: Батманова О. А., старший преподаватель кафедры МОН и ГП

В методических указаниях учтены предложения рецензента и редактора.

План 2010 г., позиция 77.
Подписано в печать 04.05.2010 г. Компьютерный набор.
Объем 30 с. Тираж 100 экз. Заказ № 242.

© Ухтинский государственный технический университет, 2010
169300, Республика Коми, г. Ухта, ул. Первомайская,
Отдел оперативной полиграфии УГТУ.
169300, Республика Коми, г. Ухта, ул. Октябрьская, 13.

1 Теоретическая часть

1.1 Функциональное назначение и конструктивное исполнение

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 спускоподъёмных 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.

Кроме перечисленных выше функций, вертлюги также используются при промывке скважины и доливе в нее раствора во время подъёма бурильных колонн с обратным клапаном. В легких передвижных установках с устройством для принудительной подачи долота нагрузка на долото передается также через вертлюг.

Буровой вертлюг обеспечивает свободное вращение подвешенной к стволу бурильной колонны и одновременную подачу в нее бурового раствора. С помощью бронированного шланга высокого давления вертлюг обеспечивает гидравлическое соединение неподвижного стояка манифольда с вращающейся колонной буриль-ных труб.[1]

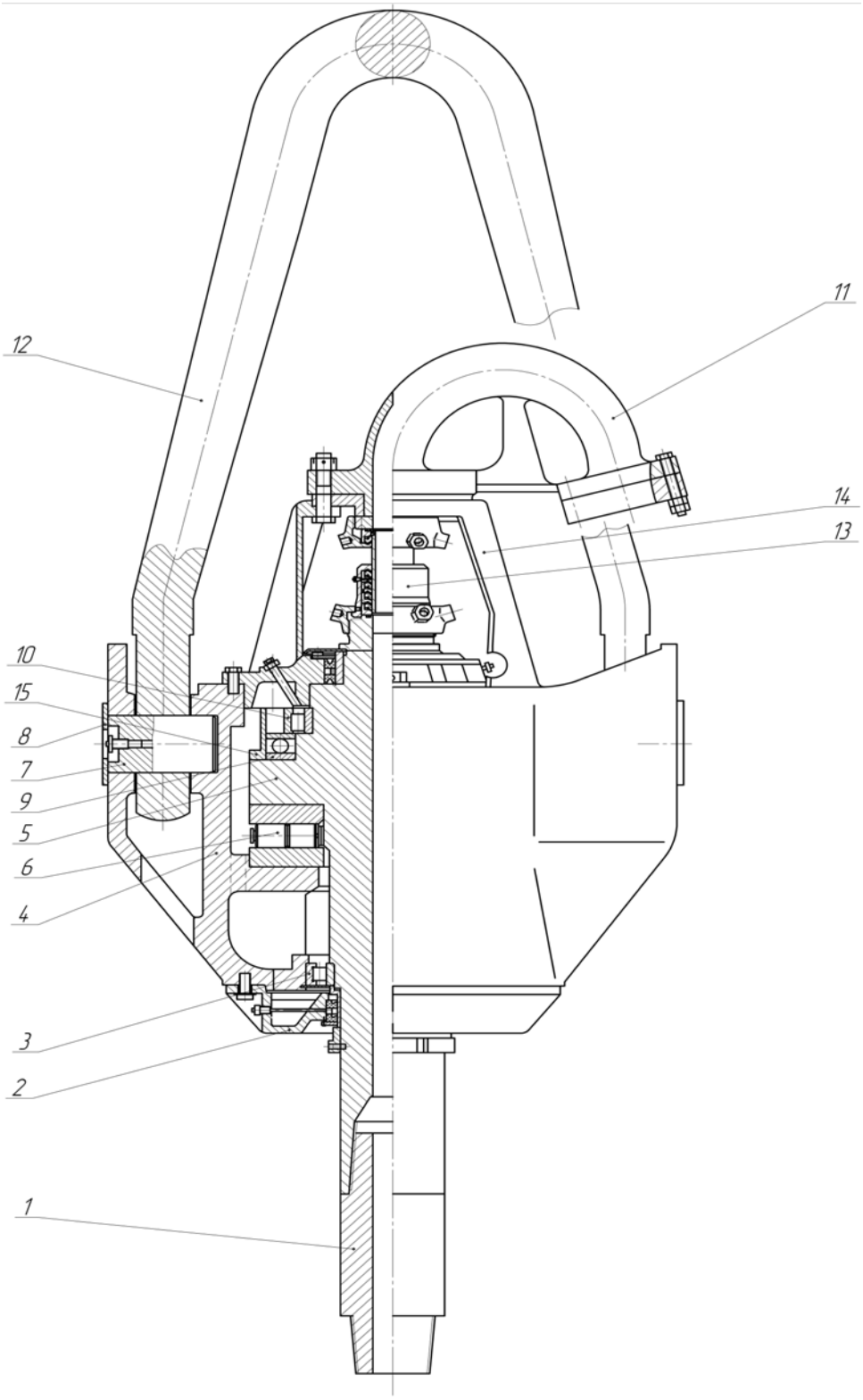
Вертлюги, применяемые в бурении эксплуатационных и глубоких разведочных скважин, имеют общую конструктивную схему и различаются в основном по допускаемой осевой нагрузке. Конструктивные отличия некоторых узлов и деталей отечественных и зарубежных вертлюгов обусловлены требованиями изготовления и сборки, разрабатываемой с учетом производственных возможностей заводов-изготовителей, а также периодической модернизацией вертлюгов с целью повышения их надежности и долговечности.

На рисунке 1 показано устройство современных вертлюгов. Корпус 4 вертлюга изготовляется 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. Штроп имеет дугообразную форму и круглое поперечное сечение. Он изготовляется методом свободной ковки из легированных сталей марок 40ХН, 38ХГН, ЗОХГСА.

На высаженных концах штропа растачиваются отверстия для пальцев 7, соединяющих штроп с корпусом вертлюга. 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.

В корпусе вертлюга на упорных и радиальных подшипниках вращается ствол 5 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. 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.



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

Рисунок 1 – Вертлюг буровой

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 невращающихся 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-250 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.

Корпус вертлюга закрывается верхней 14 и нижней 2 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 11 для соединения вертлюга с буровым шлангом. Из отвода промывочная жидкость поступает в проходное отверстие ствола через промежуточное устройство 13.

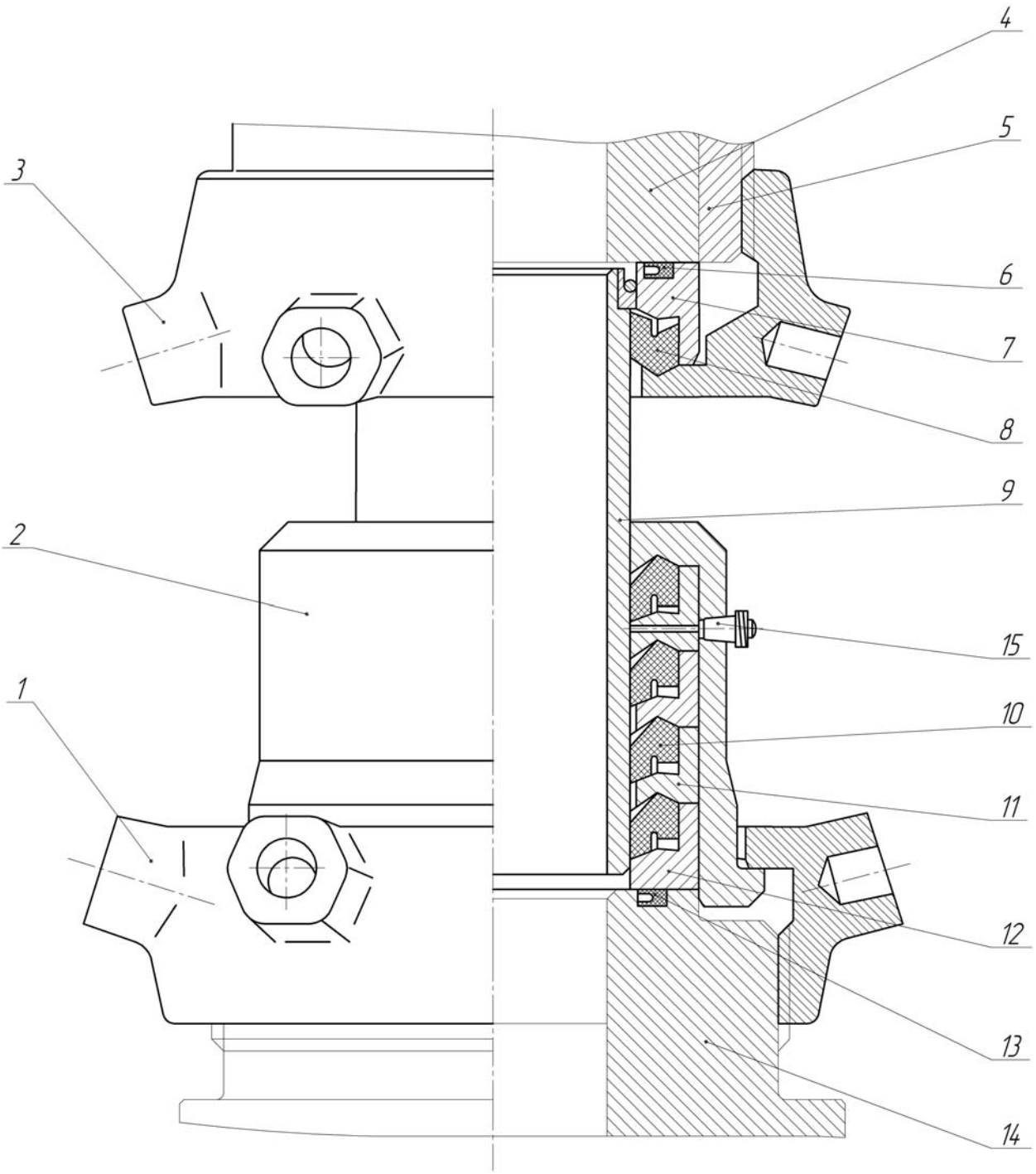
Полость между корпусом 4 с крышками 14, 2 и стволом вертлюга 5 заполняется жидким маслом для смазки основного и нижнего радиального подшипников. Стакан 15 ствола образует отдельную масляную ванну для смазки вспомогательного и верхнего радиального подшипников. Масло заливается через отверстие в верхней 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.

Разработаны различные конструкции устройств для соединения отвода со стволом. Быстросъемное соединение отвода со стволом, показанное на рисунке 2, 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.

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, 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 надеты на напорную трубу и плотно прижаты 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 трубы, удерживаемой силой трения в верхней манжете 8.



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

Рисунок 2 – Быстросъемное уплотнение

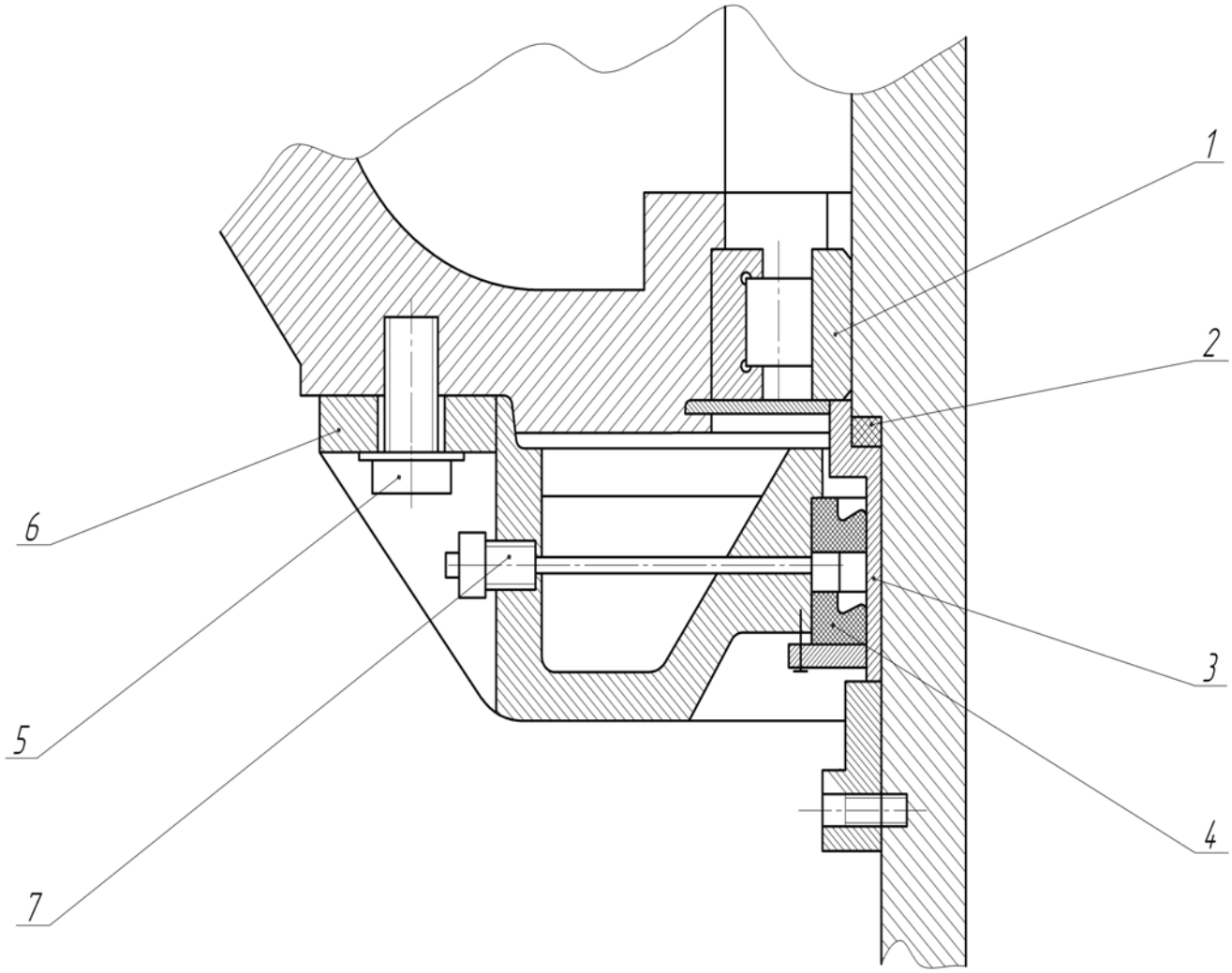
Скольжение вызывает износ контактируемых поверхностей, ускоряемый абразивным воздействием промывочного раствора. Поэтому нижнее уплотнение напорной трубы в отличие от неподвижного верхнего имеет многорядную конструкцию, благодаря которой повышаются его надежность и долговечность. Стакан снабжен винтовой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

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, 20ХНЗА и др. Наружная поверхность напорных труб шлифуется и имеет твердость НКС 56-62.

Для предотвращения утечки масла из масляной ванны вертлюга в нижней крышке его корпуса установлены две манжеты 4, как показано на рисунке 3. 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.

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 со 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.



1 – радиальный подшипник; 2 – кольцо уплотнительное; 3 – втулка; 4 – манжеты; 5 – болт; 6 – шайба; 7 – масленка

Рисунок 3 – Уплотнение масляной ванны

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 со 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.

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

1.2 Основные параметры и технические характеристики буровых вертлюгов

Параметры вертлюга должны отвечать требованиям бурения промывки скважин и одновременно соответствовать аналогичным параметрам подъемного механизма и буровых насосов. Основные технические характеристики буровых вертлюгов представлены в таблице 1.

Допускаемая статическая нагрузка - постоянная осевая нагрузка, которую может выдержать вертлюг без разрушения при не вращающемся стволе.

Уровень осевых нагрузок, действующих на ствол вертлюга, зависит от глубины бурения и достигает наибольших значений при подъеме прихваченной бурильной колонны либо при расхаживании обсадной колонны с циркуляцией бурового раствора. При этом в целях безопасности наибольший уровень действующих нагрузок не должен превышать допускаемой нагрузки на крюке, принятой для буровой установки соответствующего класса. Поэтому допускаемая статическая нагрузка вертлюга должна быть не менее допускаемой нагрузки на крюке буровой установки. Динамическая нагрузка установлена исходя из условия обеспечения расчетного ресурса основной опоры вертлюга при вращении с частотой 100 об/мин в течение 3000 ч. Основная опора вертлюга вращается с подвешенной к нему бурильной колонной, масса которой возрастает по мере углубления скважины и зависит от используемых труб.

Таблица 1 – Техническая характеристика вертлюгов

Параметры	ВЗБТ		Уралмашзавод			Фирма «National» (США)				
	БУ - 50Бр	БУ - 75Бр	УВ - 250	УВ - 320	УВ - 450	N-47	N-69	P-400	P-500	P-650
Допускаемая нагрузка, МН: - статическая на ствол - при частоте вращения ствола 100 об/мин - динамическая основной опоры	0,7 0,5 -	1,0 0,75 -	2,5 1,6 3,51	3,2 2,0 4,23	4,5 3,0 6,16	1,89 1,15 2,21	2,67 1,63 3,14	3,56 2,38 4,60	4,45 2,98 5,75	5,78 4,02 7,75
Условный диапазон глубины бурения, м	600 - 1250	1600 – 2000	2500 – 4000	3200 – 5000	4000 – 6500	1200 - 2100	1800 - 2750	2400 – 4600	4000 – 7300	6000 – 10000
Наибольшее давление прокачиваемой жидкости, МПа	20	20	25	32	40	28	28	35	35	35
Максимальная частота вращения ствола, об/мин	300	170	300	300	200	450	450	450	450	450
Диаметр отверстия в стволе, мм	75	100	75	75	75	76	76	76	76	76
Вместимость масляной ванны, л	-	46	60	-	-	25	50	70	90	120
Высота (без диаметра штропа), м	1,74	2,60	2,75	2,86	3,10	2,04	2,19	2,35	2,45	2,54
Масса сухого вертлюга, кг	0,67	1,19	2,20	2,98	3,99	1,00	1,30	2,13	2,58	3,00

Согласно этому, динамическая нагрузка на вертлюг рассчитывается по наиболее тяжелой бурильной колонне, используемой при бурении скважин заданной глубины.

Максимальное давление прокачиваемой жидкости определяется, исходя из режима промывки скважины, и должно быть не менее наибольшего давления насосов, используемых в буровой установке соответствующего класса.

Диаметр проходного отверстия ствола оказывает двоякое воздействие на работу вертлюга. С его увеличением снижается скорость течения промывочной жидкости, поэтому уменьшаются гидравлические потери и износ внутренней поверхности ствола. Одновременно с диаметром проходного отверстия возрастает наружный диаметр ствола, и, в результате этого, увеличивается скорость скольжения и износ ствола и его уплотнения. Поэтому чрезмерное увеличение проходного отверстия ствола нежелательно. На основе опыта конструирования и эксплуатации вертлюгов диаметр проходного отверстия ствола принимается равным 75 мм. Внутренний диаметр напорной трубы равен диаметру проходного отверстия ствола вертлюга.

Частота вращения ствола вертлюга совпадает с частотой вращения стола ротора и изменяется в пределах 15—250 об/мин.

2 Практическая часть

2.1 Определение основных параметров вертлюга

Расчёт производится по методике [1] для окончательного выбора бурового вертлюга.

Статическая грузоподъёмность вертлюга (нагрузка на вертлюг при невращающемся стволе) $Q_{СТВ}$, МН, определяет возможность использования вертлюга для бурения скважин данной глубины и конструкции

$$Q_{СТВ}=Q_{КР\ МАХ}\cdot к,$$

где $Q_{КР\ МАХ}$ - максимальная нагрузка на крюке, кН;

к - коэффициент запаса, к=1,25…1,5 [1]

Длительно действующая нагрузка Q_B, МН, при вращении бурильной колонны в процессе бурения определяет грузоподъемность основной опоры при n=100 об/мин и долговечности 3000 ч

$$Q_B = Q_{КР\ MAX} \cdot к_1 \cdot к_2,$$

где $к_1$ - коэффициент, учитывающий снижение нагрузки на вертлюг за счет облегчения веса бурильной колонны при погружении в раствор, $к_1$=0,85 [1]

$к_2$ - коэффициент, учитывающий снижение нагрузки за счет создания нагрузки на долото, $к_2$=0,85 [1]

Диаметр проходного сечения ствола вертлюга (внутренний диаметр сменного патрубка), определяется диаметрами проходных отверстий в буровом рукаве и ведущей трубе. Такое условие вытекает из требования обеспечения равномерности потока жидкости. В современных конструкциях D=0,075 м.

Максимальное рабочее давление промывочной жидкости $P_{MAX\ РАБ}$, МПа, ориентировочно можно определить по методике Авакова В. А. [2]

$$P_{MAX\ РАБ} = 8 \cdot L_К^{2/3},$$

где $L_К$ - конечное значение глубины скважины, км

Максимальное расчётное давление P_{MAX}, МПа

$$P_{MAX} = P_{MAX\ РАБ} \cdot (1+\delta/2),$$

где δ - коэффициент неравномерности давления, δ=0,15

Минимальное расчётное давление P_{MIN}, МПа, определяется по формуле

$$P_{MIN} = P_{MAX\ РАБ} \cdot (1-\delta/2)$$

По результатам расчетов из таблицы 1 выбирается базовая конструкция вертлюга.

2.2 Расчёт корпуса сальника высокого давления

Расчёт производится для проверки материала корпуса сальника на статическую прочность и выносливость в данных условиях работы.

2.2.1 Расчёт корпуса сальника на статическую прочность

На рисунке 4 представлена схема к расчёту сальника высокого давления вертлюга.

Максимальное напряжение в пластине σ_{MAX}, МПа в сечении А-А

$$\sigma_{MAX}=\kappa_M \cdot q \cdot b^2/h^2,$$

где κ_M - коэффициент, учитывающий отношение размеров a и b. Данные представлены в таблице 2 [1];

q - удельное испытательное давление, МПа

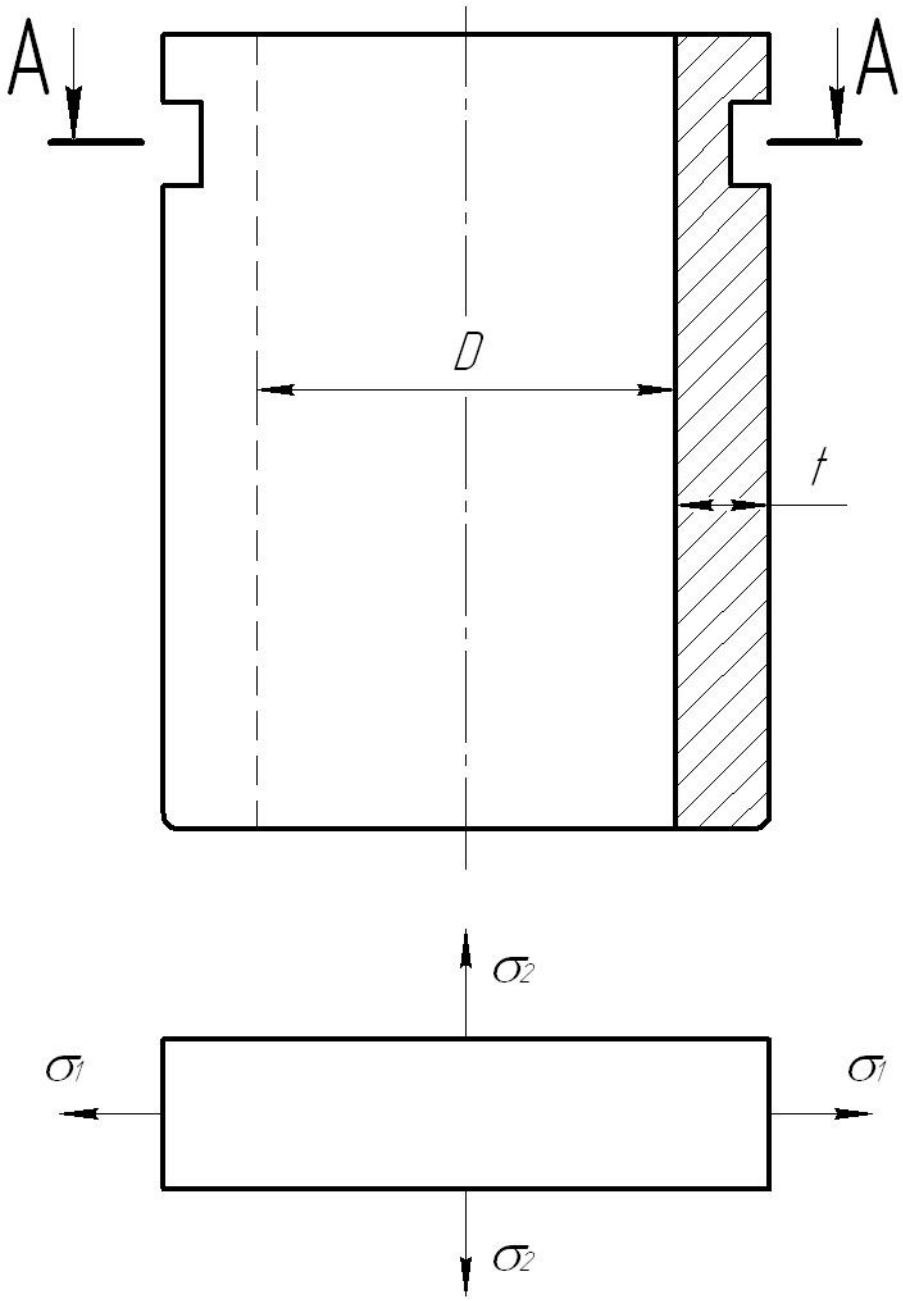
$$q=P_{ИСП}=1,5 \cdot P_{MAX\ РАБ}$$

b - наружный радиус корпуса [1];

h - толщина пластины, м. Данные представлены в таблице 2 [1].

Таблица 2 - Основные размеры корпуса сальника

Тип вертлюга	a, м	b, м	h, м	κ_M
УВ-250	0,045	0,065	0,01	0,228
УВ-320	0,045	0,065	0,01	0,228
УВ-450	0,065	0,085	0,01	0,228



D – диаметр напорного патрубка; t – толщина стенки; σ_1 – тангенциальные напряжения; σ_2 – осевые напряжения

Рисунок 4 – К расчету сменного патрубка вертлюга

Таблица 3 - Сведения о материалах для изготовления деталей

Марка сталей	Механические свойства	Деталь вертлюга
34ХН3М	$\sigma_в$=900 МПа; $\sigma_т$=750 МПа; σ_{-1}=350 МПа	Ось, соединяющая штроп и корпус; ствол
38ХА	$\sigma_в$=950 МПа; $\sigma_т$=800 МПа; σ_{-1}=340 МПа	Напорный патрубок
35ХН1М	$\sigma_в$=780 МПа; $\sigma_т$=650 МПа; σ_{-1}=335 МПа	Корпус сальника, гайка быстросъемного уплотнения
35ХНЛ	$\sigma_в$=700 МПа; $\sigma_т$=500 МПа; σ_{-1}=320 МПа	Отвод
38ХГН	$\sigma_в$=750 МПа; $\sigma_т$=600 МПа; σ_{-1}=322 МПа	Ствол
35Л	$\sigma_в$=500 МПа; $\sigma_т$=280 МПа; σ_{-1}=216 МПа	Корпус вертлюга

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести n, определяется по формуле

$$n=\sigma_Т/\sigma_{MAX}, \qquad 1{,}5< [n] <5$$

где $\sigma_Т$ - предел текучести материала, принятого для изготовления корпуса, МПа. Данные представлены в таблице 3 .

Условие прочности выполняется (не выполняется).

Напряжение среза в сечении А – А τ_{CP}, МПа

$$\tau_{CP}=Q_{CP}/F_{CP},$$

где Q_{CP} - нагрузка в сечении А – А, МН

$$Q_{CP}=q\cdot\pi\cdot(d_2-d_1)/4,$$

d_2 - наружный диаметр корпуса, м

$$d_2=2\cdot b$$

d_1 - внутренний диаметр корпуса, м

$$d_1=2\cdot a$$

a - внутренний радиус корпуса, м [1];

F_{CP} - площадь среза в сечении А – А, $м^2$

$$F_{CP}=\pi\cdot d_2\cdot h$$

Коэффициент запаса прочности n_τ, определяется по формуле

$$n_\tau=[\tau_{CP}]/\tau_{CP} \qquad 1,5< n_\tau< 5$$

где $[\tau_{CP}]$ - допускаемое напряжение среза, МПа

$$[\tau_{CP}]=0,6\cdot\sigma_T$$

Условие прочности выполняется (не выполняется).

2.2.2 Расчёт корпуса сальника на выносливость

Максимальное напряжение в пластине сечения А – А σ_{MAX}, МПа

$$\sigma_{MAX}=\kappa_M\cdot q_{MAX}\cdot b^2/h^2$$

где q_{MAX} - максимальное удельное давление жидкости, МПа

$$q_{MAX}=P_{MAX}$$

Минимальное напряжение в пластине σ_{MIN}, МПа, сечения А-А

$$\sigma_{MIN}=\kappa_M\cdot q_{MIN}\cdot b^2/h^2,$$

где q_{MIN} - минимальное удельное давление жидкости, МПа

$$q_{MIN}=P_{MIN}$$

Коэффициент запаса прочности n_σ

$$n_y = n_в \frac{1+c}{1+c\left(k_б\right)_д \cdot [\frac{y_в}{y_{-1}}(1-\varphi_y)-1]}, \qquad 1{,}5 < n_\sigma < 5$$

где n_B - коэффициент запаса прочности по пределу прочности

$$n_B = \sigma_B / \sigma_{MAX}$$

где σ_B - предел прочности материала, МПа

ρ - отношение напряжения амплитуды цикла к среднему напряжению цикла

$$\rho = \sigma_A / \sigma_M$$

σ_A - напряжение амплитуды цикла, МПа

$$\sigma_A = (\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN})/2$$

σ_M - среднее напряжение цикла, МПа

$$\sigma_M = (\sigma_{MAX} + \sigma_{MIN})/2$$

σ_{-1} - предел выносливости материала, МПа;

φ_σ - коэффициент влияния ассиметрии цикла, $\varphi_\sigma = 0{,}2$;

$(к_\sigma)_D$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений, $(к_\sigma)_D = 1{,}6$ [1]

Условие выносливости выполняется (не выполняется).

2.2.3 Расчёт сменного патрубка на статическую прочность

Расчётная схема показана на рисунке 4.

Приведённое напряжение по четвёртой теории прочности $\sigma_{ПР}$, МПа определяется по формуле

$$\sigma_{ПР} = \sqrt{0{,}5\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2\right]},$$

где σ_1 - тангенциальное напряжение, МПа

$$\sigma_1 = P_{ИСП} \cdot D/(2 \cdot t)$$

$P_{ИСП}$ - испытательное давление, МПа

$$P_{ИСП}=1,5\cdot P_{MAX\ РАБ},$$

D - внутренний диаметр напорной трубы, D=0,075 м;

t - толщина стенки трубы, м

$$t=0,1\cdot D$$

σ_2 - осевое напряжение, МПа

$$\sigma_2= P_{ИСП}\cdot D/(4\cdot t)$$

σ_3 - радиальное напряжение, МПа

$$\sigma_3= P_{ИСП}$$

Коэффициент запаса прочности по пределу n_σ

$$n_\sigma=\sigma_T/\sigma_{ПР,} \qquad 1,5< n_\sigma< 5$$

где σ_T - предел текучести материала, МПа

Условие прочности выполняется (не выполняется).

2.2.4 Расчёт сменного патрубка на выносливость

Максимальное приведённое напряжение по четвёртой теории прочности $\sigma_{ПР\ MAX}$, МПа, определяется по формуле

$$\sigma_{ПР\ MAX}=\sqrt{0,5\cdot\left[(\sigma_{1MAX}-\sigma_{2MAX})^2+(\sigma_{2MAX}-\sigma_{3MAX})^2+(\sigma_{3MAX}-\sigma_{1MAX})^2\right]},$$

где σ_{1MAX} - максимальное тангенциальное напряжение, МПа

$$\sigma_{1MAX}=P_{MAX}\cdot D/(2\cdot t),$$

где σ_{2MAX} - максимальное осевое напряжение, МПа

$$\sigma_{2MAX}= P_{MAX}\cdot D/(4\cdot t)$$

где σ_{3MAX} - максимальное радиальное напряжение, МПа

$$\sigma_{3MAX}= P_{MAX}$$

Минимальное приведённое напряжение по четвёртой теории прочности $\sigma_{ПР\ MIN}$, МПа, определяется по формуле

$$\sigma_{ПР\ MIN}=\sqrt{0,5\cdot\left[(\sigma_{1MIN}-\sigma_{2MIN})^2+(\sigma_{2MIN}-\sigma_{3MIN})^2+(\sigma_{3MIN}-\sigma_{1MIN})^2\right]},$$

где σ_{1MIN} - минимальное тангенциальное напряжение, МПа

$$\sigma_{1MIN}=P_{MIN}\cdot D/(2\cdot t),$$

σ_{2MIN} - минимальное осевое напряжение, МПа

$$\sigma_{2MIN}= P_{MIN}\cdot D/(4\cdot t)$$

σ_{3MIN} - минимальное радиальное напряжение, МПа

$$\sigma_{3MIN}= P_{MIN}$$

Среднее напряжение цикла σ_M, МПа, определяется по формуле

$$\sigma_M=(\sigma_{ПР\ MAX}+\sigma_{ПР\ MIN})/2,$$

Амплитуда цикла σ_A, МПа, определяется по формуле

$$\sigma_A=(\sigma_{ПР\ MAX}-\sigma_{ПР\ MIN})/2$$

Коэффициент запаса прочности по пределу выносливости n_σ

$$n_y = n_в \frac{1+c}{1+c\left(k_б\right)_д \cdot[\frac{y_в}{y_{-1}}(1-\varphi_y)-1]}, \qquad 1{,}5< n_\sigma< 5$$

n_B - коэффициент запаса по пределу прочности

$$n_B=\sigma_B/\sigma_{ПР\ MAX},$$

σ_B - предел прочности материала, МПа

ρ - отношение напряжения амплитуды цикла к среднему напряжению цикла

$$\rho=\sigma_A/\sigma_M$$

σ_{-1} - предел выносливости материала, МПа;

φ_σ - коэффициент влияния ассиметрии цикла, φ_σ=0,25 [2];

Условие выносливости выполняется (не выполняется).

2.5 Расчёт подшипников основной опоры вертлюга

Основная опора является одним из определяющих элементов вертлюга, которая должна быть рассчитана, в основном, на долговечность и удовлетворять предъявляемым требованиям работы на всех режимах.

Эквивалентная нагрузка для упорного подшипника $Q_Э$, МН

$$Q_Э=Q_B\cdot к_\delta\cdot к_Т\cdot к_К,$$

где $к_\delta$ - коэффициент безопасности, $к_\delta$=1,5 [1];

$к_Т$ - температурный коэффициент, $к_Т$=1,05 [1];

$к_К$ - кинематический коэффициент, $к_К$=1 [1]

Динамическая грузоподъемность подшипника $С_{ТР}$, МН определяется для расчетного ресурса L = 3000 ч, и частоты вращения ствола вертлюга n = =100 об/мин: $С_{ТР}=2,37 \cdot Q_Э$

По данным расчёта из таблицы 4 выбрать подшипник.

2.6 Расчёт вспомогательной опоры вертлюга

Нагрузка на подшипник Р, МН

$$Р = F_А \cdot к_\delta \cdot к_Т \cdot к_К,$$

где $F_А$ - осевая нагрузка на подшипник, $F_А$ =0,03…0,05МН;

Динамическая грузоподъемность вспомогательного подшипника $С_{ТР}$, МН

$$С_{ТР}=2,61Р$$

По таблице 4 выбрать подшипник – номер и параметры.

2.7 Расчёт центрирующих опор вертлюга

Подшипник воспринимает радиальные биения ствола вертлюга.

Нагрузка на подшипник Р, МН

$$Р = V \cdot F_R \cdot \cdot к_\delta \cdot к_Т,$$

V - коэффициент осевой нагрузки, V=1 (при вращении внутреннего кольца подшипника);

F_R - радиальная нагрузка на подшипник, F_R =0,03…0,05МН;

Динамическая грузоподъемность вспомогательного подшипника $С_{ТР}$, МН

$$С_{ТР}=2,37Р$$

По таблице 4 выбрать подшипник – номер и параметры.

Таблица 4 – Техническая характеристика подшипников вертлюгов

Параметры	УВ-250	УВ-320	УВ-450
Максимальная статическая нагрузка, МН	2,5	3,2	4,5
Предельно допустимая нагрузка основной опоры, МН - статическая - динамическая	 7,8 2,8	 9,6 3,6	 12,5 5,2
Тип подшипника и размеры основной опоры	Упорный роликоподшипник с цилиндрическими роликами		
	260×540×132	260×580×145	340×620×170
Диаметр проходного отверстия в стволе, м	0,75	0,75	0,75
Центрирующий радиальный роликовый подшипник	№32144 220×340×56		
Вспомогательный упорный подшипник	№8156Л 280×350×53		

2.8 Расчет ствола вертлюга

Расчетная схема представлена на рисунке 5.

Сечение А-А. В данном сечении опорный фланец подвергается прогибу, срезу, изгибу. Данные для расчета представлены в таблице 5.

Наибольший прогиб f_{MAX}, м

$$f_{MAX} = K_1 \frac{q_C \cdot R^4}{E \cdot H^3} \le [f] = 0{,}02 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

где K_1 - коэффициент, K_1=0,0834 [1];

q_c - среднее удельное давление на упорном фланце, МН;

$$q_c = \frac{Q_{ств}}{\pi \cdot (R^2 - r^2)},$$

R - наружный радиус фланца, м;

r - радиус фланца защемления, м;

H - высота фланца, м

E - модуль упругости стали, $E=2 \cdot 10^5$ МПа

Касательные напряжения от среза, $\tau_{СР}$, МПа

$$\tau_{СР} = Q_{СТВ} / F_{СР}$$

$F_{СР}$ - площадь среза, $м^2$

$$F_{СР} = 2\pi \cdot r \cdot H$$

Таблица 5 - Основные размеры ствола вертлюга

Тип вертлюга	H	R	r	r_2	r_1	r_o
УВ-250	0,11	0,25	0,13	0,10	0,0985	0,0375
УВ-320	0,13	0,28	0,13	0,10	0,0985	0,0375
УВ-450	0,18	0,32	0,15	0,12	0,0985	0,0475

Ствол в сечении А-А рассматривается как пластина, внутренний контур которого защемлен. Напряжения изгиба $\sigma_{ИЗГ}$, МПа

$$\sigma_{ИЗГ} = \frac{3q_C}{4H^2}\left[\frac{4R^4(1+\mu)\ln\frac{R}{r} - R^4(1+3\mu) + r^4(1-\mu) + 4\mu R^2 r^2}{R^2(1+\mu) + r^2(1-\mu)}\right],$$

μ - коэффициент Пуассона, $\mu=0,23$;

Суммарные напряжения $\sigma_{СУМ}$, МПа

$$\sigma_{СУМ} = \sqrt{\sigma_{изг}^{мах\,2} + \tau^2}$$

Запас прочности по пределу текучести n

$$n = \frac{\sigma_т}{\sigma_{сум}}$$

$$1,6 < n \le 2,2$$

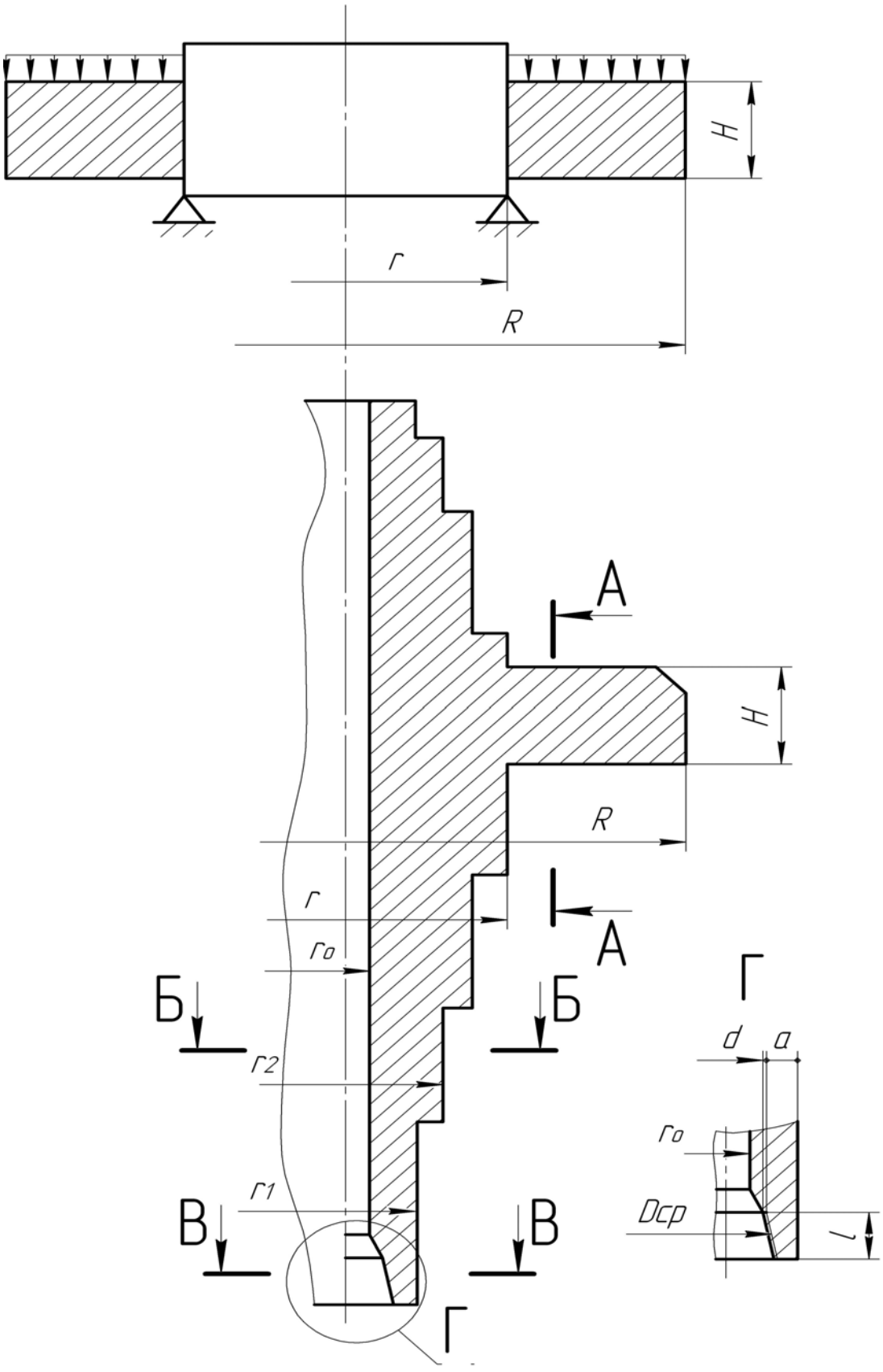


Рисунок 5 - К расчету ствола вертлюга

Расчет сечения Б-Б на статическую прочность. В данном сечении возникают напряжения от действия максимальной кратковременной нагрузки $Q_{СТВ}$, а также от внутреннего давления промывочной жидкости.

Напряжения от внутреннего давления в стенке ствола определяется по формуле Баха $\sigma_Р$, МПа

$$\sigma_Р = \frac{1{,}3r_2^2 + 0{,}4r_0^2}{r_2^2 - r_0^2} P_{мах}$$

Напряжения от осевой кратковременной нагрузки $\sigma_{ОС}$, МПа

$$\sigma_{ОС} = \frac{Q_В}{F_{Б-Б}}$$

$F_{Б-Б}$ - расчетная площадь сечения Б-Б, м^2;

$$F_{Б-Б} = 0{,}785[(2r_2)^2 - (2r_0)^2]$$

Суммарные напряжения $\sigma_{СУМ}$, МПа

$$\sigma_{СУМ} = \sigma_Р + \sigma_{ОС}$$

Запас прочности по пределу текучести n

$$n = \frac{\sigma_Т}{\sigma_{сум}},$$

$$1{,}5 < n < 1{,}8$$

Расчет сечения Б-Б на выносливость. При расчете на выносливость принимаем величину эквивалентного внутреннего давления $Р_{ЭКВ}$, МПа

$$Р_{ЭКВ} = 0{,}6\ Р_{МАХ\ РАБ}$$

Напряжение от внутреннего давления $\sigma_{ЭКВ}$, МПа

$$\sigma_{ЭКВ} = \frac{1{,}3r_2^2 + 0{,}4r_0^2}{r_2^2 - r_0^2} P_{экв}$$

Растягивающее напряжение определяется по осевой эквивалентной нагрузке $\sigma_{ОС}$, МПа

$$\sigma_{ОС} = Q_В / F_{Б-Б}$$

Суммарные эквивалентные напряжения $\sigma_{СУМ}$, МПа

$$\sigma_{СУМ}=\sigma_{ЭКВ}+\sigma_{ОС}$$

Запас по пределу выносливости n

$$n=\frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D\cdot\sigma_A+\varphi_\sigma\cdot\sigma_M}$$

σ_{-1} - предел выносливости материала, МПа;

$(к_\sigma)_D$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений, $(к_\sigma)_D$=4,2[1];

φ_σ - коэффициент влияния ассиметрии цикла, φ_σ=0,05;

σ_A - ассиметричные напряжения цикла, МПа

$$\sigma_A=\sigma_M=\sigma_{СУМ}/2$$

$$1,5<n<1,8$$

Сечение В-В. Данное сечение наиболее опасно ввиду большой концентрации напряжений, возникающих из-за нарезки резьбы на поверхность ствола. Исходные данные для расчета представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Основные размеры к расчету сечения В-В ствола вертлюга

Тип вертлюга	d	$D_{СР}$	a	l	S	α°	φ°
УВ-250	0,143	0,170	0,0237	0,117	0,635	60°	4°45′48′′
УВ-320	0,143	0,186	0,038	0,15	0,635	60°	4°45′48′′
УВ-450	0,143	0,196	0,042	0,17	0,635	60°	4°45′48′′

Расчет на усталостную прочность. Напряжения от действия эквивалентной нагрузки $\sigma_{ЭКВ}$, МПа

$$\sigma_{ЭКВ}=\frac{Q_B\left[1+0,3\frac{Д_{СР}\cdot a}{d\cdot S}Ctg(\alpha+\varphi)\sin\alpha\right]}{\pi\cdot Д_{СР}\cdot a}$$

Запас прочности по пределу усталости n

$$n=\frac{\sigma_{-1}^{p}}{(k_\sigma)_D\cdot\sigma_A+\varphi_\sigma\cdot\sigma_M},$$

где $(к_\sigma)_D$ - коэффициент концентрации напряжений, $(к_\sigma)_D$=5[1];

φ_σ - коэффициент влияния ассиметрии цикла, φ_σ=0,05;

σ_A - ассиметричные напряжения цикла, МПа;

$$\sigma_A = 0{,}2\sigma_{ЭКВ}$$

σ_M - напряжения цикла, МПа

$$\sigma_M = \sigma_{ЭКВ}$$

$$1{,}6 < n < 2{,}2$$

Расчет на статическую прочность. Напряжения от действия нагрузки на вертлюг σ_1, МПа

$$\sigma_1 = \frac{Q_{СТВ}\left[1 + 0{,}3\frac{Д_{СР} \cdot a}{d \cdot S}Ctg(\alpha + \varphi)\sin\alpha\right]}{\pi \cdot Д_{СР} \cdot a}$$

Запас по пределу текучести n

$$n = \sigma_T / \sigma_1, \qquad 1{,}5 < n_\sigma < 2{,}8$$

Содержание

1 Теоретическая часть……..3
1.1 Функциональное назначение и конструктивное исполнение…….3
1.2 Основные параметры и технические характеристики буровых вертлюгов…….12
2 Практическая часть……...14
2.1 Определение основных параметров вертлюга…….14
2.2 Расчёт корпуса сальника высокого давления…….15
2.2.1 Расчёт корпуса сальника на статическую прочность……..16
2.2.2 Расчёт корпуса сальника на выносливость……..19
2.2.3 Расчёт сменного патрубка на статическую прочность……20
2.2.4 Расчёт сменного патрубка на выносливость…….21
2.5 Расчёт подшипников основной опоры вертлюга……22
2.6 Расчёт вспомогательной опоры вертлюга……23
2.7 Расчёт центрирующих опор вертлюга……..23
2.8 Расчет ствола вертлюга…….24