

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

Дауетов Ақылжан Асқарұлы

Разработка конструкции длинноходового привода ШСН грузоподъемностью
60кН и длиной хода 6м

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к дипломному проекту

Специальность 5В072400 – Технологические машины и оборудование

Алматы 2022

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой
«Технологические машины
и транспорт»

 Бортеебаев С.А.

« 23 » 05 2022 г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: «Разработка конструкции длинноходового привода ШСН
грузоподъемностью 60кН и длиной хода 6м»

по специальности: 5В072400 - Технологические машины и оборудование

Выполнил:

Дауетов А.А.

Рецензент

докт.техн. наук, профессор

(ученая степень, звание)



" 25 " май 2022 г.

Научный руководитель:
канд.техн.наук, профессор,

 Мырзахметов Б.А.

" 23 " 05 20 22 г.

Алматы 2022

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

5B072400 – Технологические машины и оборудование

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
«Технологические машины
и транспорт»

 Бортобаев С.А.
« 28 » декабря 2021 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Обучающимся Дауетов Акылжан Асқарұлы

Тема: «Разработка конструкции длинноходового привода ШСН грузоподъемностью 60кН и длиной хода 6м»

Утвержден приказом ректора Университета № 489-П/Ө от «24» декабря 2021 г.

Срок сдачи законченной работы: "22" мая 2022 г.

Исходные данные дипломного проекта: базовая станок-качалка СКД-6 -2,0-2800
Перечень подлежащих разработке в дипломном проекте вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

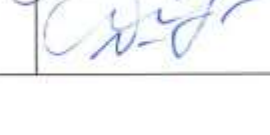
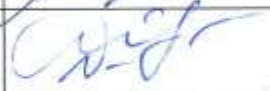
- а) В технической части – рассматривается конструкция станка-качалки, обзор существующих конструкции, принцип работы выбор прототипа;
- б) Расчетная часть – определяется расчетная длина хода исследуемого привода;
- в) Специальная часть – рассматриваются кинематика движения исследуемого привода, а также патентные разработки;
- г) Охрана труда и техника безопасности - организация безопасных условий труда;

Рекомендуемая основная литература: из 15 наименований

ГРАФИК
подготовки дипломного проекта

Наименования разделов	Сроки представления научному руководителю и консультантам	Примечание
Техническая часть	10.03.2022 г.	
Расчетная часть	24.03.2022 г.	
Специальная часть	21.04.2022 г.	
Охрана труда	03.05.2022 г.	

Подписи
консультантов и нормоконтролера на законченный дипломный проект с указанием относящихся к ним разделов проекта

Наименования разделов	Научн. руководитель, консультанты, Ф.И.О. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Техническая часть	к.т.н., профессор, Мырзахметов Б.А.	10.03.2022	
Расчетная часть	к.т.н., профессор, Мырзахметов Б.А.	24.03.2022	
Специальная часть	к.т.н., профессор, Мырзахметов Б.А.	21.04.2022	
Охрана труда	к.т.н., профессор, Мырзахметов Б.А.	03.05.2022	
Нормоконтролер	м.т.н., лектор Сарыбаев Е.Е.	23.05.22	

Научный руководитель:

к.т.н., проф., Мырзахметов Б.А.

Задание принял к исполнению студент

Дауетов А.А.

Дата «23» февраля 2021 г.

АНДАТПА

Дипломдық жобада сериялық тербелетін машиналарды ұзақ жұмыс істейтін машиналарға қайта құру нәтижелері келтірілген. Есептеу үшін алынатын тәлдік жүйенің иілімді элементінің нақты ұзындығының жүріс жетегінің деформация есебінен есепке алу шығындары барысы ескерілген.

Жұмыста мұнай өндіруде шетелдік тәжірибеде кеңінен қолданылатын штангалық сорғы қондырғыларының ұзын жетектерін пайдалануға байланысты мәселелер қарастырылған. Бұл жетектер батырмалы сорғы қондырғыларының өнімділігі мен қызмет ету мерзімін едәуір жақсарты алады.

Дипломдық жоба 43 беттен тұратын түсініктеме және 5 А1 және А3 форматтағы парақтан тұратын графикалық бөлімнен құрастырылған.

АННОТАЦИЯ

В дипломном проекте приведены результаты реконструкции серийных станков – качалок в длинноходовые. Произведен расчет получаемой реальной длины хода привода за счет учета потери хода из-за деформации гибкого элемента талевого системы.

В работе рассмотрены вопросы, связанные с использованием длинноходовых приводов штанговых насосных установок, все более широко используемых в зарубежной практике при добыче нефти. Эти приводы позволяют существенно повысить производительность и срок службы погружных насосных установок.

Дипломный проект составлен из графической части, состоящей из 43 страниц комментария и 5 листов формата А1.

ABSTRACT

The graduation project presents the results of the reconstruction of serial rocking machines into long-stroke ones. The calculation of the actual stroke length of the drive is made by taking into account the loss of stroke due to deformation of the flexible element of the hoist system.

The paper considers issues related to the use of long-stroke drives of rod pumping units, which are increasingly widely used in foreign practice in oil production. These drives can significantly improve the performance and service life of submersible pumping units.

The graduation project consists of a graphic part consisting of 43 comment pages and 5 sheets of A1 format.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	6
1	Техническая часть	7
1.1	Общая классификация приводов штангового глубинного насоса	7
1.2	Кинематические схемы современных станков-качалок	8
1.3	Длинноходовые скважинные насосные установки	12
2	Расчетная часть	16
2.1	Определение расчетной длины хода привода	16
2.2	Расчет по определению расчетной длины хода	19
3	Специальная часть	24
3.1	Обзор патентов длинноходовых станков - качалок	24
3.1.1	Привод штанговой насосной установки	24
3.1.2	Длинноходовая станок-качалка скважинной насосной установки	25
3.1.3	Балансирный привод штанговой насосной установки	27
3.2	Теоретическое описание привода и ее кинематики	31
3.3	Кинематика движения длинноходового привода	33
3.4	Описание показателей совершенствования преобразующего механизма станка-качалки	33
4	Охрана труда	38
4.1	Анализ опасных и вредных производственных факторов	38
4.2	Безопасность эксплуатации глубиннонасосных скважин	38
	Заключение	42
	Список использованной литературы	43

ВВЕДЕНИЕ

За последние годы нефтегазовая отрасль стала одной из ведущих в Республике Казахстан, она дает до 40% объема промышленного производства.

Из механизированных способов добычи нефти наибольшее распространение получили штанговые скважинные насосные установки (ШСНУ). В настоящее время штанговая насосная эксплуатация по числу скважин занимает первое место среди других способов добычи нефти. Этому способствовали конструктивная простота, недефицитность и дешевизна применяемых при их изготовлении материалов, высокая надежность, удобство обслуживания и ремонта в промысловых условиях.

Наиболее важным и ответственным узлом штанговой глубиннонасосной установки является привод, предназначенный для приведения при помощи штанг в возвратно-поступательное движение плунжера глубинного насоса, находящегося в скважине. Кроме этой основной функции, при помощи привода насосов производится пуск, остановка и регулировка производительности глубинного насоса путем изменения параметров режима откачки (длины хода и числа ходов), а также контроль работы установки.

Согласно современной научно-технической политике Республики Казахстан развитие нефтегазодобывающей отрасли страны нацелено на усиление, развитие импортозамещающих производств и нефтегазового машиностроения, содействие развитию отсталых районов, восполнению старых и созданию новых рабочих мест.

Можно заменить накопившийся в Казахстане огромный парк балансирных станков-качалок на длинноходовые скважинные насосные установки, широко применяемые за рубежом, но это будет нецелесообразным как технически, так и экономически.

В этой связи совершенствование приводов штанговой скважинной насосной установки путем увеличения ее длины хода за счет реконструкции балансирных приводов на длинноходовые будет являться компромиссным решением вышеизложенной, столь актуальной проблемы и поможет в политике нашей Республики.

1 Техническая часть

1.1 Общая классификация приводов штангового глубинного насоса

Приводы штангового глубинного насоса могут быть классифицированы:

- 1) по роду используемой энергии в передаче;
- 2) по числу обслуживаемых одним приводом скважин;
- 3) по виду первичного двигателя.

По роду используемой энергии различают приводы: механические, гидравлические и пневматические. В механическом приводе глубинного насоса основные функции выполняют механические передачи, в качестве передаточного звена в гидравлических приводах применяются жидкости, а в пневматических — воздух.

Наиболее распространенными являются механические приводы штанговых насосов. Определенное применение имеют гидравлические приводы насосов. Пневматические устройства в качестве привода глубинного насоса имели незначительное применение из-за многих существенных недостатков.

В механических и гидравлических приводах насосов пневматическое устройство применяется как уравнивающая система. Любой вид привода штангового насоса имеет первичный двигатель, в качестве которого применяются электрические или тепловые двигатели. Электрические двигатели питаются от промышленной электросети. Роль теплового двигателя в основном выполняют двигатели внутреннего сгорания, работающие на жидком топливе, или газовые двигатели, работающие на промышленном газе.

В зависимости от числа обслуживаемых скважин одним приводом последние могут быть: индивидуальные или, так называемые на практике, групповые.

В первом случае у каждой скважины устанавливается свой индивидуальный привод с двигателем, а ведомое звено привода соединяется с колонной насосных штанг.

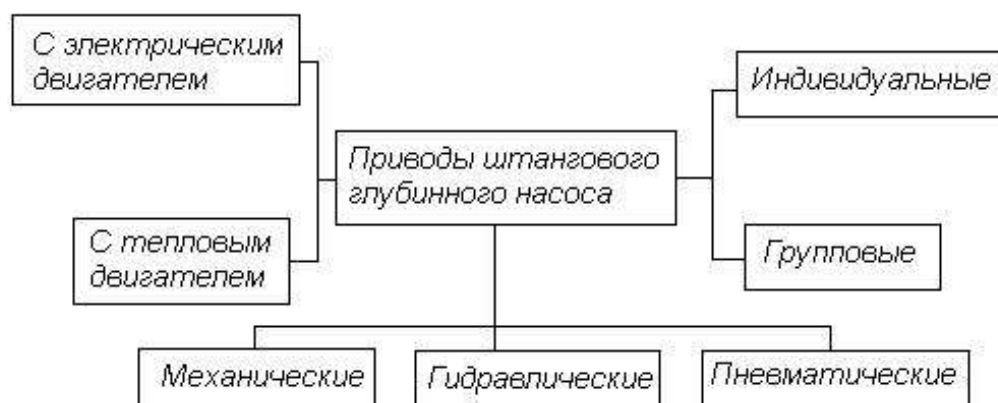


Рисунок 1.1 – Схема классификации приводов штангового глубинного насоса

На рисунке 1.1 представлена общая классификация приводов штанговых насосов.

Известно, что наибольшее влияние на конструкцию установки оказывают тип и кинематическая схема преобразующего механизма. По видам преобразующих механизмов приводы можно разделить на две группы: балансирные и безбалансирные. В первом случае, возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг достигается использованием балансира. Кривошипно-шатунный механизм балансирных СК может быть со звеньями, имеющими постоянную или переменную длину, изменяющуюся в пределах времени одного цикла работы установки. Станки-качалки могут быть с одноплечным и двухплечным балансиром.

The diagram shows a mechanical system. On the left, a vertical spring with stiffness K_2 is attached to a fixed support at the top and a point D_2 on a vertical rod. The vertical distance between points D_1 and D_2 is labeled $2a$. The rod is pivoted at its bottom end. A horizontal beam is attached to the rod at point D_1 and extends to the right. The beam has a roller support at point C and is connected to a rotating disk at point B . The distance between C and B is labeled K . The rotating disk has a center O and radius r . A force F is applied at the edge of the disk at point A , directed towards the center O . The disk is pivoted at its center O .

8

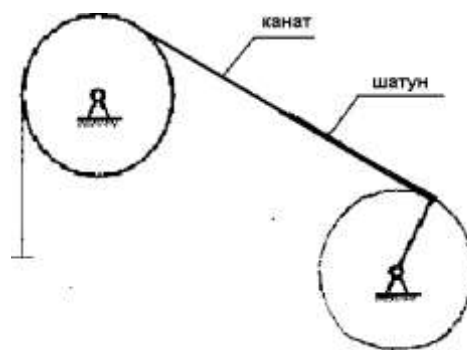


Рисунок 1.3 – Кинематическая схема безбалансирного станка-качалки

В безбалансирных приводах возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг обеспечивается за счет использования механизмов с гибкими элементами (канаты или цепи) (рисунок 1.3). Перемещение колонны насосных штанг в безбалансирных приводах обеспечивается посредством гибкого звена - нескольких канатов, соединяющих кривошпы редуктора с траверсой, к которой подвешен устьевой шток. Кривошпы безбалансирных приводов имеют Y-образную форму, обеспечивающую уравнивание привода. Однако, подобные приводы не нашли широкого распространения по причине малой надежности гибкого звена.

Месторасположения кривошипного центра по горизонтали имеет принципиальное значение и во многом определяет работу глубинного насосного оборудования (рисунок 1.4). Так если кривошипный центр расположен на прямой В1-В2, соединяющей крайние положения места сочленения шатуна с балансирами (т. В), то такой кривошипно-шатунный механизм называют аксиальным или симметричным. Если кривошипный центр расположен по обе стороны от прямой В1-В2, то такой кривошипно-шатунный механизм называют дезаксиальным или несимметричным. Преобразующий механизм всех отечественных станков-качалок предусмотренных ГОСТ 5866-51, ГОСТ 5866-56 и ГОСТ 5866-66 при максимальной длине хода аксиальный. При минимальной и промежуточных длинах ходов значение дезаксиала незначительно.

В свою очередь дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм может быть с положительным дезаксиалом (01А1ВСД) и с отрицательным дезаксиалом (02А2ВСД), причем угол Θ называют углом дезаксиала. Основное различие в данных типах кривошипно-шатунных механизмов то, что средняя скорость точки подвеса штанг (ТПШ) при ходе вверх и ходе вниз разная.

Действительно, если механизм аксиальный (ОАВСД), то при переходе головки балансира из крайнего нижнего положения (т.В2) до крайнего верхнего положения (т.В1) кривошип повернется по часовой стрелке (устье слева) на угол ϕ_1 , а при переходе в обратную сторону на угол ϕ_2 . Очевидно, что для аксиального механизма углы $\phi_1 = \phi_2 = 180^\circ$, т.е. время хода вверх и время хода вниз одинаковое. В случае же

дезаксиального кривошипно-шатунного механизма ситуация принципиально меняется. Действительно, в случае положительного дезаксиала (01A1BCD), ходу ТПШ вверх соответствует поворот кривошипа по часовой стрелке (устье слева) угол φ_3 , а ходу вниз - угол φ_4 . Из рисунка 1.4 видно, что угол φ_3 меньше угла φ_4 , следовательно, принимая во внимание, что кривошип вращается равномерно, можем сделать вывод, что для кривошипно-шатунного механизма с положительным дезаксиалом время хода ТПШ вверх меньше, чем время хода вниз. Следовательно, ТПШ идет вверх с большей средней скоростью, а следовательно, и с большим ускорением, чем при ходе вниз. Очевидно, увеличение ускорения ТПШ при ходе вверх вызывает увеличение инерционных нагрузок, действующих на головку балансира при ходе вверх, т.е. в момент, когда она испытывает максимальные нагрузки, что нежелательно.

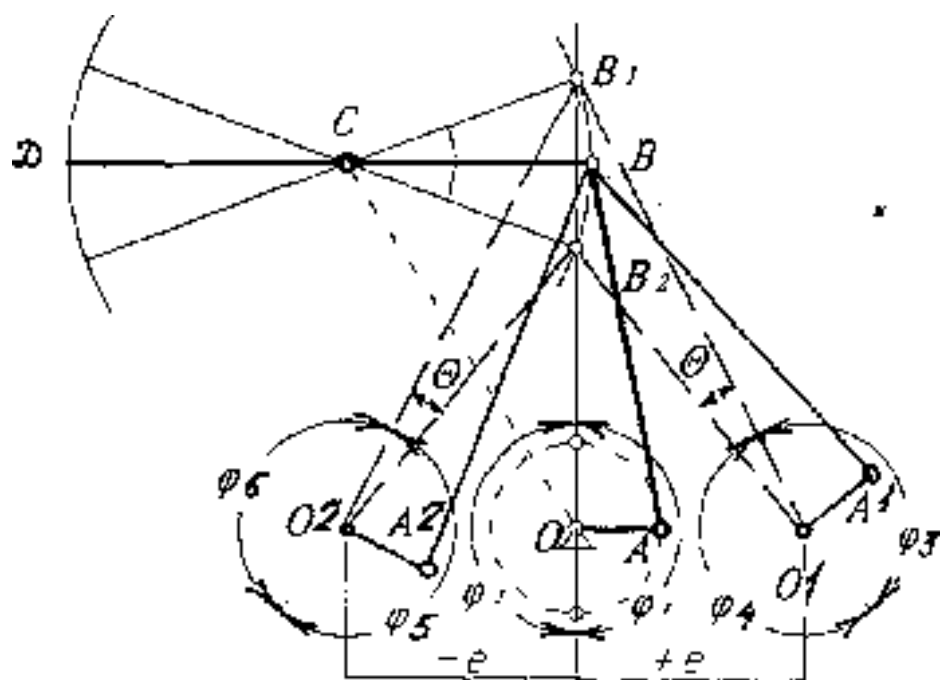


Рисунок 1.4 – Преобразующий механизм обычных станков-качалок для трех случаев расположения кривошипного центра

В случае отрицательного дезаксиала (02A2BCD) ситуация диаметрально противоположна. Действительно, ходу ТПШ вверх соответствует поворот кривошипа по часовой стрелке (устье слева) на угол φ_5 , а ходу вниз - угол φ_6 . Из рисунка 1.4 видим, что угол φ_5 больше угла φ_6 , следовательно, время хода ТПШ вверх больше времени хода вниз, а значит, средняя скорость и ускорение ТПШ при ходе вверх меньше чем при ходе вниз, что приводит к уменьшению инерционной составляющей нагрузки на головку балансира при ходе вверх, т.е. в период времени, когда она нагружена максимально. Исходя из этого, наибольшее

распространение получили станки-качалки с небольшим отрицательным дезаксиалом – как позволяющие несколько уменьшить нагружение штанговой колонны при ходе вверх за счет снижения динамической составляющей нагрузки. Заметим, что вышеприведенные рассуждения справедливы для случая, когда направление вращения кривошипа - по часовой стрелке (устье слева). Однако, если вращать кривошип в обратную сторону, то ситуация становится диаметрально противоположной. Действительно, для случая отрицательного угла дезаксиала ходу ТПШ вверх будет соответствовать уже не угол ϕ_5 , а угол ϕ_6 , а т.к. угол ϕ_6 меньше угла ϕ_5 , то, следовательно, время хода ТПШ вверх становится меньше времени хода вниз, что, как уже отмечалось ранее, приведет к увеличению средних значений скорости и ускорений ТПШ при ходе вверх, а следовательно, и к увеличению инерционных нагрузок при ходе вверх, что нежелательно. В промысловой практике кривошип вращают по часовой стрелке (устье слева) как для аксиальных станков качалок, так и для станков качалок с небольшим отрицательным дезаксиалом. Данный выбор направления вращения кривошипа имеет большой смысл, т.к. даже для аксиальных (симметричных) станков качалок законы движения ТПШ несимметричны.

Исследования показали, что в первом приближении, законы движения ТПШ аксиальных станков-качалок можно считать изменяющимися по гармоническому закону. Очевидно, это позволяет сделать вывод о том, что направление вращения кривошипа не влияет на работу глубинно-насосной установки. Однако более углубленный анализ показывает, что законы движения ТПШ реального станка-качалки существенно отличаются от гармонического, причем в сторону увеличения как максимальных скоростей, так и максимальных значений ускорений. Расчеты показывают, что при вращении кривошипа по часовой стрелке (устье слева) при ходе вверх определенному значению перемещения ТПШ соответствует меньшее значение скорости, чем в случае вращения против часовой стрелки. Это приводит к тому, что за период деформации штанг и труб при ходе вверх, при вращении кривошипа по часовой стрелке, ТПШ успевает набрать меньшую скорость, чем в случае, если бы вращение было против часовой стрелки.

Большинство станков-качалок зарубежных стран выпускается с небольшим положительным дезаксиалом. Кривошипный центр этих станков-качалок расположен на прямой, перпендикулярной балансиру в точке В, в среднем его положении. Дезаксиал отечественных станков-качалок при промежуточных и минимальных ходах небольшой и такие станки-качалки можно принять за аксиальные. Однако за рубежом находят применение станки-качалки и с большими дезаксиалами. Так известны конструкции станков-качалок, обеспечивающие большой коэффициент изменения средней скорости точки подвеса штанг. Такие станки-качалки имеют угол дезаксиала до 25° и обеспечивают коэффициент изменения

средней скорости K_0 до 1,325, следовательно, при работе такого станка-качалки (при разных направлениях вращения кривошипа и балансира) продолжительность хода вверх в 1,325 раза медленнее, чем продолжительность хода вниз.

Известны так же кинематические схемы, позволяющие обеспечивать эксплуатацию одним приводом нескольких скважин. В последние годы наблюдается возобновление интереса к групповым приводам, что объясняется широким распространением кустового бурения.

Как уже указывалось ранее, применение дезаксиальных станков-качалок позволяет уменьшить динамическую составляющую нагрузки в ТПШ при ходе вверх, т.е. когда она нагружена максимально. Причем увеличение времени хода вверх реализовано путем применения станков-качалок с отрицательным дезаксиалом с направлением вращения кривошипа по часовой стрелке (устье слева). Однако, применение подобных СК наряду с преимуществами, приводит и к проявлению некоторых недостатков, основными из которых являются увеличение абсолютного значения утечек через плунжерную пару и нагнетательный клапан насоса. Очевидно, что в промысловой практике могут быть условия, при которых отрицательные качества превысят положительные, получаемые при использовании подобных станков-качалок. Правомерно предположить, что в некоторых промысловых условиях может оказаться эффективным и применение станков-качалок с несимметричной дезаксиальной схемой, у которых время хода вверх будет уже меньше времени хода вниз.

1.3 Длинноходовые скважинные насосные установки

Длинноходовые скважинные насосные установки (ДСНУ) для добычи нефти, разработанные и практически освоенные в настоящее время за рубежом, имеют ряд отличительных особенностей. Во всех установках используется грузовой тип уравнивания, для практической реализации которого применяются дополнительные устройства: мачта или шурф. Поэтому все рассматриваемые приводы ДСНУ по конструктивному признаку можно разделить на две группы: высокопрофильные (мачтовые) и низкопрофильные. Колонна штанг перемещается с помощью каната, троса или ленты, ремня или цепи, намотанных на барабан, реверсивно вращаемый электродвигателем через редуктор или с приводом от гидромотора. Уплотнение полированного штока в установках мачтового типа расположено так же, как у обычных ШСНУ, а в установках с шурфом — в верхней части колонны труб или непосредственно над скважинным насосом.

Типичными представителями ДСНУ мачтового типа являются установки фирмы Маре (рисунок 1.5). Основу привода составляет мачта высотой до 16 м в зависимости от типа и назначения установки. Связь между полированным штоком, двигателем и контргрузом осуществляется канатом. В качестве привода

в установке используется гидродвигатель с низкой частотой вращения. Работу гидродвигателя обеспечивает малогабаритный насос с регулируемой подачей и электродвигатель. Применение гидродвигателя обеспечивает плавное регулирование хода полированного штока, снижение динамических нагрузок на колонну штанг и увеличение сроков службы оборудования.

Технические характеристики:

Максимальная длина хода, м.....	2,5-10;
Подача насоса, м ³ /сут.....	80-300;
Напор, м.....	400-1500;
Число ходов в минуту.....	0,5-5;
Потребляемая мощность, кВт.....	37,3-167,8;
Масса установки, т.....	7,9-31,5.

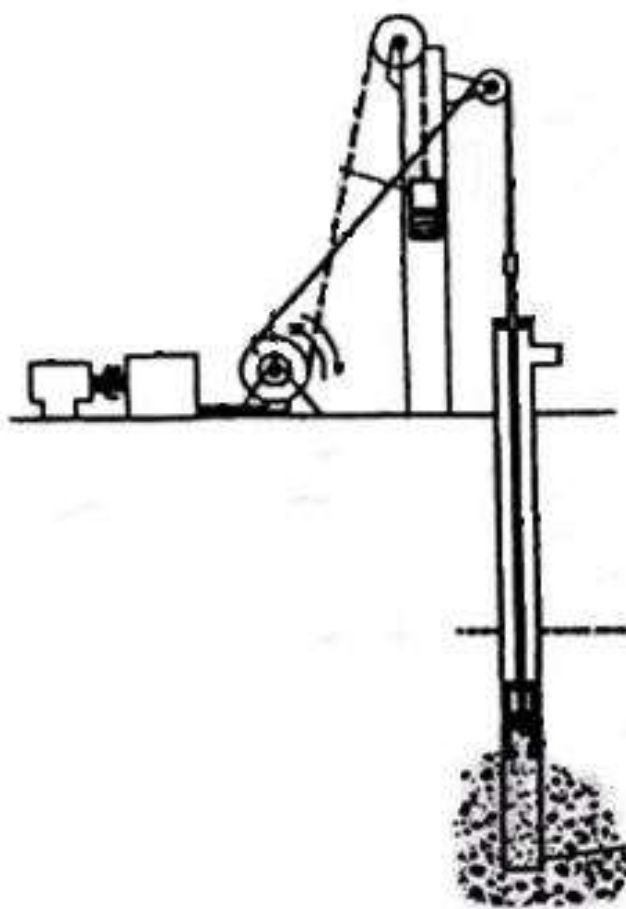


Рисунок 1.5 – Длинноходовая скважинная насосная установка мачтового типа

Наибольший эффект достигается при эксплуатации установок на континентальном шельфе. ДСНУ мачтового типа, разработанная в АЗИНмаше, содержит электромеханический привод с реверсивным электродвигателем, установленным на мачте. Уравновешивание установки обеспечивается с помощью контргрузов, перемещающихся по направляющим мачт, длина хода

плунжера 6—10 м, грузоподъемность установки 8—10 т. Установка обеспечивает эксплуатацию и ремонт скважины без применения агрегата для подземного ремонта.

Высокопрофильные (мачтовые) ДСНУ (фирмы Mape, Oilwell и др.) предназначены для работы с устьевым штоком и сальником обычной конструкции. К их достоинствам относятся: отсутствие дополнительного шурфа для противовеса, возможность применения противовесов из железобетона, проведения ремонта скважин без применения агрегата для подземного ремонта. Одна из первых ДСНУ мачтового типа была изготовлена фирмой Oilwell (рисунок 1.6). Наверху мачты (на высоте 15,7 м) размещаются два барабана, вращающихся на одном валу. На одном барабане канат удерживает подвеску колонны штанг; а на втором — поддерживается контргруз при движении вверх и вниз вдоль мачты. Вал барабана приводится во вращение редуктором с приводом от электродвигателя, также смонтированного наверху мачты, что делает установку более компактной, но затрудняет ее монтаж и обслуживание. Конструкция барабана обеспечивает плавное изменение направления движения полированного штока, что позволяет избежать пиковых нагрузок на вал электродвигателя.

Недостатками мачтовых ДСНУ являются большие удельные масса и габариты, сложность обслуживания, ограничение хода плунжера 10—12 м. Последнее обстоятельство сильно снижает эффективность применения ДСНУ с мачтовым приводом и поэтому более перспективными с точки зрения получения максимального эффекта являются установки с низкопрофильным приводом и гибким тяговым органом, длина хода плунжера которого практически не ограничена.

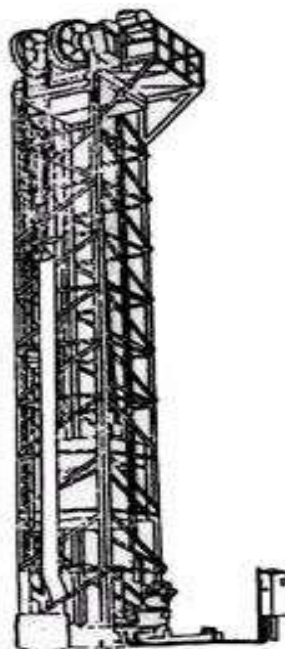


Рисунок 1.6 – Длинноходовая скважинная насосная установка мачтового типа

Установка фирмы Oilwell имеет следующие технические характеристики:

Максимальная длина хода, м.....10,36;

Подача насоса, м³/сут.....100-200;

Напор, м.....1500;

Число ходов в минуту.....5;

Потребляемая мощность, кВт.....56-112;

Масса установки, т.....14,7-16,4.

По данным фирмы, применение установок обеспечивает: сокращение количества аварий со штангами из-за уменьшения знакопеременных циклов нагружения; снижения динамических нагрузок благодаря большой длине хода и постоянной скорости движения штанг; лучшие показатели при перекачке вязкой жидкости; более низкие пиковые крутящие моменты, увеличение срока службы скважинного насоса; высокий коэффициент использования мощности.

Фирмой «Axelson» разработаны ДСНУ мачтового типа с высотой мачты 30 м. Цилиндр скважинного насоса установки состоит из четырех соответственно обработанных, хромированных труб длиной 7,2 м каждая, соединенных специальными муфтами.

Технические характеристики установки:

Максимальная длина хода, м.....24;

Подача насоса, м³/сут.....70;

Число ходов в минуту.....3.

В результате испытаний установок получено сокращение количества обрывов штанг, увеличение срока службы скважинного насоса, удешевление процесса подземного ремонта, так как для проведения спускоподъемных операций использовался собственный привод.

2 Расчетная часть

2.1 Определение расчетной длины хода привода.

1) Необходимо выбрать известный стандартный базовый привод с его техническими характеристиками.

2) Произвести выбор высоты мачтовой опоры согласно формуле:

$$H_M = 4S_{max} + H_{арм}, \quad (2.1)$$

где H_M – высота мачтовой опоры, м;

S_{max} – максимальная длина хода базовой модели станка-качалки, м;

$H_{арм}$ – высота отводящей арматуры, м

Необходимо учесть, что шаговое изменение длины хода привода будет достигаться за счет изменения числа струн каната опрокинутой талевой оснастки, расположенных между талевым и неподвижным блоками, отсюда следует, наиболее максимальная длина хода будет при 4-х струнном исполнении привода.

3) Рассчитать мачтовую опору по формуле Эйлера:

$$P_k = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2}, \quad (2.2)$$

где E – модуль упругости материала стержня, $E = 2,1 \cdot 10^{11}$;

P_k – критическая нагрузка, Н;

I – минимальный момент инерции сечения стержня;

μ – коэффициент приведенной длины, $\mu = 0,7$;

l – длина стержня, м.

Момент инерции сечения стержня:

$$I = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{64}, \quad (2.3)$$

где d – наружный диаметр трубы, м;

d_1 – внутренний диаметр трубы, м.

Определить коэффициент запаса прочности (для буровых мачт и вышек $k \geq 2$), который равен отношению критического значения нагрузки к ее фактической величине:

$$k = \frac{P_k}{P}, \quad (2.4)$$

где P – фактическая нагрузка на мачтовую опору, кН (удвоенная номинальная грузоподъемность базового станка-качалки).

4) Необходимо выбрать канат, есть два способа использования канатов, первый – использовать только один канат, второй – использовать два одинаковых параллельно идущих кантов одинаковой длины. Преимущество второго способа состоит в том, что не придется менять подвеску полированного штока и каната, можно использовать базовую. Диаметр используемого каната будет меньше, но и длинна соответственно в 2 раза больше, кроме того будет использовано в 2 раза больше роликов. При использовании одиночного каната, понадобится дополнительно менять подвеску штанг, кроме того, канат будет придавать колонне штанг некий крутящий момент, так как канат составлен из множеств проволок, каждая из которых будет иметь различное натяжение при его эксплуатации. В данной работе будет рассматриваться привод с двойной канатной подвеской.

Расчет производится:

– находят разрывное усилие (кН)

$$R_k = N \cdot K_3, \quad (2.5)$$

где N – максимальное расчетное усилие в канате;

K_3 – коэффициент запаса прочности.

– в зависимости от назначения каната выбирают гибкий или жесткий канат – 6х36 или 6х19 соответственно по ГОСТ 7668-80 и устанавливают его характеристики: тип, конструкцию, временное сопротивление, разрывное усилие, диаметр и вес. Временное сопротивление разрыву обязательно должно быть не менее расчетного R_k , полученного по приведенной выше формуле.

5) Выбор диаметра шкива, диаметр шкива (рисунок 2.1) по канавке принимают в зависимости от диаметра каната по следующей формуле:

$$D_{ш} = (30/42) \cdot d_k, \text{ мм}, \quad (2.6)$$

где d_k - диаметр каната, мм

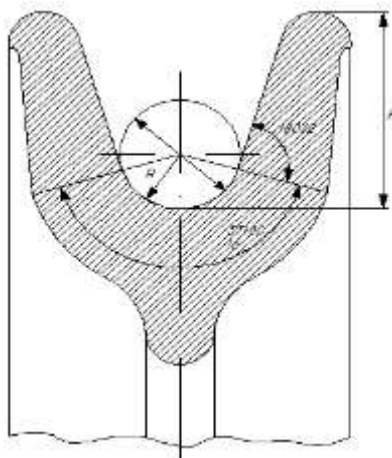
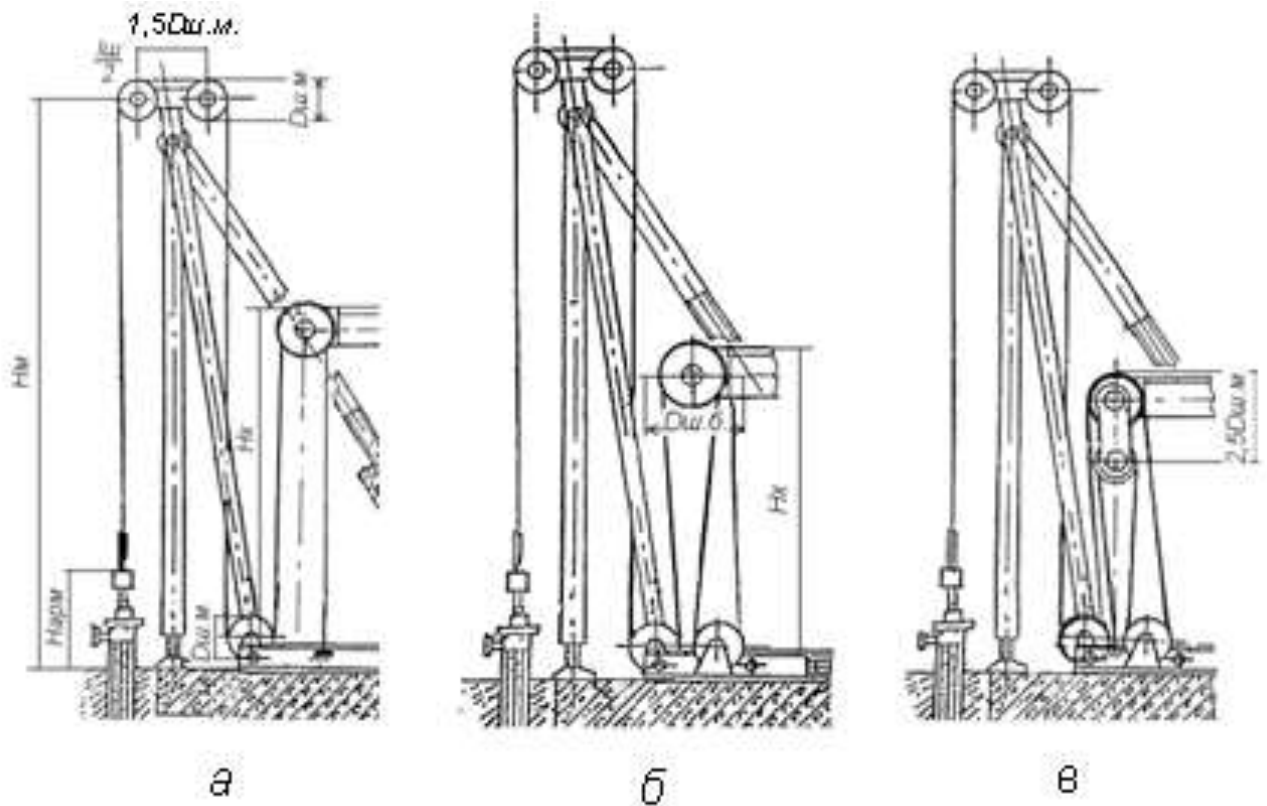


Рисунок 2.1 Профиль канавки шкива

б) Определение необходимой длины каната. В зависимости от исполнения привода (2-х, 3-х, 4-х струнной) будет изменяться длина каната (Рисунок 2.2).



а – двухструнного исполнения, б – 3-х струнного исполнения,
в – 4-х струнного исполнения.

Рисунок 2.2 Привод штанговой насосной установки

При 2-х струнном исполнении (рисунок 2.2 а):

$$L_k = (H_M - H_{арм}) + 1,5D_{ш.м.} + \frac{l_{ш.м.}}{2} + H_M + \frac{l_{ш.м.}}{2} + H_k + \frac{l_{ш.б.}}{2} + H_k =$$

$$= 2H_M - H_{арм} + 1,5D_{ш.м.} + l_{ш.м.} + \frac{l_{ш.б.}}{2} + 2H_k, \text{ м}, \quad (2.7)$$

где H_M – высота мачтовой опоры, м;

$H_{арм}$ – высота отводящей арматуры, м;

$D_{ш.м.}$, $D_{ш.б.}$ – диаметр шкива соответственно малого и большого, м;

$l_{ш.м.}$, $l_{ш.б.}$ – образующая окружности шкива соответственно малого и большого, м ($l_{ш.м.} = 2\pi r = \pi D_{ш.м.}$);

H_k – высота станка-качалки, м.

Аналогично определяется для 3-х струнного исполнения (рисунок 2.2 б):

$$L_{k3} = (H_M - H_{арм}) + 1,5D_{ш.м.} + \frac{l_{ш.м.}}{2} + H_M + \frac{l_{ш.м.}}{2} + H_k + \frac{l_{ш.б.}}{2} + H_k + \frac{l_{ш.м.}}{2} + H_k = 2H_M - H_{арм} + 1,5D_{ш.м.} + 1,5\pi D_{ш.м.} + \frac{\pi D_{ш.б.}}{2} + 3H_k, \text{ м.} \quad (2.8)$$

При 4-х струнном исполнении (рисунок 2.2 в):

$$L_{k4} = (H_M - H_{арм}) + 1,5D_{ш.м.} + \frac{l_{ш.м.}}{2} + H_M + \frac{l_{ш.м.}}{2} + H_k + \frac{l_{ш.б.}}{2} + H_k + \frac{l_{ш.м.}}{2} + + (H_k - 2,5D_{ш.м.}) + \frac{l_{ш.м.}}{2} + (H_k - 2,5D_{ш.м.}) = = 2H_M - H_{арм} - 3,5D_{ш.м.} + 2\pi D_{ш.м.} + \frac{\pi D_{ш.б.}}{2} + 4H_k, \text{ м.} \quad (2.9)$$

7) Находим удлинения каната по формуле:

$$\Delta l = L_k \cdot \Delta, \quad (2.10)$$

где L_k – начальная длина каната, м;

Δ – коэффициент относительного удлинения 1 м каната;

Δl – удлинение каната, м.

Δl будет являться потерей длины хода одного каната (γ).

8) Затем необходимо определить расчетную длину хода привода. Так как колона штанг подвешена на 2-х одинаковых параллельных канатах, то потеря длины хода привода уменьшиться вдвое. Согласно этому, расчетная длина хода будет равна:

$$S_p = S_T - \frac{\gamma}{2}, \quad (2.11)$$

где S_p – расчетная длина хода, м;

S_T – теоретическая длина хода, м;

γ – потеря длины хода одного каната за счет ее удлинения, м.

2.2 Расчет по определению расчетной длины хода

1) За базовый привод возьмем станок-качалку СКД6 - 2 – 2800, со следующими техническими характеристиками:

Номинальная нагрузка, кН – 60

Максимальная длина хода полированного штока (S), м – 2

Число качаний в минуту (n) – 5 – 15

Габаритные размеры:

длина (L), мм – 6340

ширина (B), мм – 1880

высота (Hк), мм – 4605

масса, кг – 7800

2) Для выбора высоты мачтовой опоры с кронблочной рамой на верхнем конце примем четырехструнную талевую оснастку, так как при этом высота опоры будет максимальной. Это значит, что если у базовой модели максимальная длина хода (S_{max}) составляет 2 метра, то проектируемая модель будет иметь длину хода $3 \cdot S_{max}$. Поэтому высота мачтовой опоры для всех типов исполнения привода будет равна:

$$H_m = 3 \cdot 2 = 6 \text{ м.}$$

Высоту отводящей арматуры $H_{арм}$ примем равной 1 м.

3) Произведем расчет мачтовой опоры по формуле Эйлера.

Примем диаметр мачты $d=219$ мм, с внутренним диаметром $d_1=209$ мм.

$$I = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{64} = \frac{3,14 \cdot (0,219^4 - 0,209^4)}{64} = \frac{0,0012}{64}.$$

Критическая нагрузка:

$$P_k = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,0012}{(0,7 \cdot 9)^2 \cdot 64} = 978135 \text{ Н.}$$

Найдем коэффициент запаса прочности:

$P=120$ кН (удвоенная номинальная грузоподъемность базового станка-качалки).

$$k = \frac{P_k}{P} = \frac{978135}{120000} = 8,15.$$

4) Выберем канат. Значит, будем рассматривать привод с двойной канатной подвеской.

- найдем разрывное усилие:

Номинальная нагрузка согласно техническим характеристикам принятой нами базового привода равна 60 кН, значит в нашем случае $N=30$ кН, так как у нас используется два каната и каждый из них будет испытывать максимальное расчетное усилие в 30 кН, оба каната в сумме будут иметь 60 кН. Режим работы – тяжелый. Подбираем коэффициент запаса прочности, который равен 6.

$$R_k = N \cdot K_3 = 30 \cdot 6 = 180 \text{ кН.}$$

- выбираем по ГОСТ 7668-80 стальной канат типа ЛК–РО конструкции 6х36 (1+7+7/7+14)+1 о.с. и определяем там же его характеристики:

Временное сопротивление разрыву, МПа = 1764

Разрывное усилие, кН = 215

Диаметр каната, мм = 20

Масса 1000 м каната, кг = 1520

5) Выберем диаметр шкива. Так как будем использовать шкивы 2-х разных диаметров (первый – большого диаметра, закрепленного на балансире, второй – малого диаметра, т.е. остальные).

Определим диаметр шкива большего диаметра:

$$D_{ш.б.} = (30/42) \cdot d_k = 42 \cdot 20 = 840 \text{ мм.}$$

Диаметр малого шкива:

$$D_{ш.м.} = (30/42) \cdot d_k = 30 \cdot 20 = 600 \text{ мм.}$$

6) Определим необходимую длину каната.

При 2-х струнном исполнении:

$$L_{k2} = 2 \cdot 11 - 1 + 1,5 \cdot 0,6 + 3,14 \cdot 0,6 + \frac{3,14 \cdot 0,84}{2} + 2 \cdot 4,6 = 34,3 \text{ м.}$$

Аналогично определим для 3-х струнного исполнения:

$$L_{k3} = 2 \cdot 11 - 1 + 1,5 \cdot 0,6 + 1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,6 + \frac{3,14 \cdot 0,84}{2} + 3 \cdot 4,6 = 39,8 \text{ м.}$$

При 4-х струнном исполнении:

$$L_{k4} = 2 \cdot 11 - 1 - 3,5 \cdot 0,6 + 2 \cdot 3,14 \cdot 0,6 + \frac{3,14 \cdot 0,84}{2} + 4 \cdot 4,6 = 42,4 \text{ м.}$$

Разрывное усилие $R_{к.э.}$ 3-х образцов следующее:

$$R_{к.э.1} = 3,95 \text{ кН;}$$

$$R_{к.э.2} = 3,7 \text{ кН;}$$

$$R_{к.э.3} = 2,2 \text{ кН.}$$

Найдем коэффициент относительного удлинения для образцов каната. Так как мы имеем множество Δl , в зависимости от прилагаемой нагрузки, то выберем Δl при средней нагрузке $P_{ср.}$

Итак, для первого образца диаметром $d_1=2,5$ мм:

$$P_{ср} = \frac{33,7}{15} = 2,25 \text{ кН.}$$

Этой нагрузке, согласно данным эксперимента, соответствует $\Delta l_1 = 21,5$ мм.

Для $d_2=2$ мм:

$$P_{cp} = \frac{29,7}{14} = 2,1 \text{ кН.}$$

Примем $P_{cp} = 2$ кН, этой нагрузке соответствует $\Delta l_2 = 16$ мм.

Для $d_3=1,5$ мм:

$$P_{cp} = \frac{10,95}{8} = 1,4 \text{ кН.}$$

Примем $P_{cp} = 1,5$ кН, этой нагрузке соответствует $\Delta l_3 = 19$ мм.

Коэффициент относительного удлинения:

$$\Delta_1 = \frac{\Delta l_1}{l_0} = \frac{21,5}{1350} = 0,016;$$

$$\Delta_2 = \frac{\Delta l_2}{l_0} = \frac{16}{1350} = 0,012;$$

$$\Delta_3 = \frac{\Delta l_3}{l_0} = \frac{19}{1350} = 0,014.$$

Найдем средний арифметический коэффициент относительного удлинения:

$$\Delta = \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3}{3} = \frac{0,016 + 0,012 + 0,014}{3} = 0,014.$$

Канат длиной 1,35 м имеет $\Delta = 0,014$, но для удобства расчетов необходимо определить коэффициент относительного удлинения 1м каната:

$$\begin{array}{ccc} 1,35 & - & 0,014 \\ 1 & - & x \end{array}$$

$$x = \frac{1 \cdot 0,014}{1,35} = 0,0104.$$

Полученный коэффициент относительного удлинения позволит определить потерю длины хода, и получить реальную величину хода привода.

7) Определим удлинения каната:

При 2-х струнном исполнении привода:

$$\Delta l_2 = L_{k2} \cdot \Delta = 34,3 \cdot 0,0104 = 0,357 \text{ м.}$$

При 3-х струнном:

$$\Delta l_3 = L_{k3} \cdot \Delta = 39,8 \cdot 0,0104 = 0,414 \text{ м.}$$

При 4-х струнном:

$$\Delta l_4 = L_{k4} \cdot \Delta = 42,4 \cdot 0,0104 = 0,441 \text{ м.}$$

Δl будет являться той самой потерей длины хода одного каната (γ), значит:

$$\gamma_2 = \Delta l_2 = 0,357 \text{ м;}$$

$$\gamma_3 = \Delta l_3 = 0,414 \text{ м;}$$

$$\gamma_4 = \Delta l_4 = 0,441 \text{ м.}$$

8) Расчетная длину хода найдем по формуле:

$$S_p = S_T - \frac{\gamma}{2},$$

где S_p – расчетная длина хода, м;

S_T – теоретическая длина хода, м;

γ – потеря длины хода одного каната за счет ее удлинения, м.

Результаты расчетов приведены в таблице 2.1

Таблица 2.1 – Результаты проведенных расчетов

Длина хода S базового привода, м	S_T проектируемого привода, м			S_p проектируемого привода, м		
	2-х струн.	3-х струн.	4-х струн.	2-х струн.	3-х струн.	4-х струн.
0,9	1,8	2,7	3,6	1,621	2,493	3,379
1,2	2,4	3,6	4,8	2,221	3,393	4,579
1,6	3,2	4,8	6,4	3,021	4,593	6,179
2,0	4,0	6,0	8,0	3,821	5,793	7,779
2,5	5,0	7,5	10,0	4,821	7,293	9,779

3 Специальная часть

3.1 Обзор патентов длинноходовых станков - качалок

3.1.1 Привод штанговой насосной установки. Задачей изобретения по предварительному патенту №15331 является разработка привода штанговой насосной установки, позволяющего повысить устойчивость, надежность и срок службы, установки, а также снизить ее металлоемкость.

Привод эксплуатируют следующим образом. Возле скважины заливают фундамент под основание и опоры домкратов и устанавливают на них привод. При этом первоначально раскладывают вокруг шарниров 19 в рабочее положение дополнительные опоры 12, а затем подъемным устройством устанавливают в рабочее положение мачту 2 и посредством домкратов 13 устанавливают несущие шкивы 3 в положение, обеспечивающее центрацию системы подвески 5 с гибкими элементами 4 относительно оси скважины. Закрепляют в системе подвески сальниковую штангу штанговой колонны в заданном положении и начинают процесс откачки. В исходном положении под воздействием силы тяжести штанговой колонны под воздействием силы натяжения гибких элементов 4 подвижные блоки 16 и неподвижные блоки 15 располагаются по разные стороны относительно гибких элементов 4, поэтому штанговая колонна 6 занимает нижнее положение. По мере включения двигателя устройства формирования поступательно-возвратного перемещения 7 шатун 8 последнего воздействует на траверсу 9 и начинает перемещать ее вправо, воздействуя подвижными блоками (рисунок 3.1) на гибкие элементы 4, которые начинают огибать шкивы блоков полиспастной системы 14, вследствие чего геометрическая форма гибких элементов начнет изменяться и штанговая колонна начнет перемещаться вверх. По мере достижения правого крайнего положения траверса 9 начнет перемещаться влево, вследствие чего изогнутая часть гибких элементов 4 начнет выпрямляться и штанговая колонна начнет перемещаться вниз. В дальнейшем циклы повторяются.

Наличие амортизирующего устройства, к подвижной части которого прикреплены гибкие элементы 4, позволяет снизить динамические нагрузки при переходных режимах работы привода, а наличие кожуха 17 позволяет исключить воздействие атмосферных явлений на агрегаты привода.

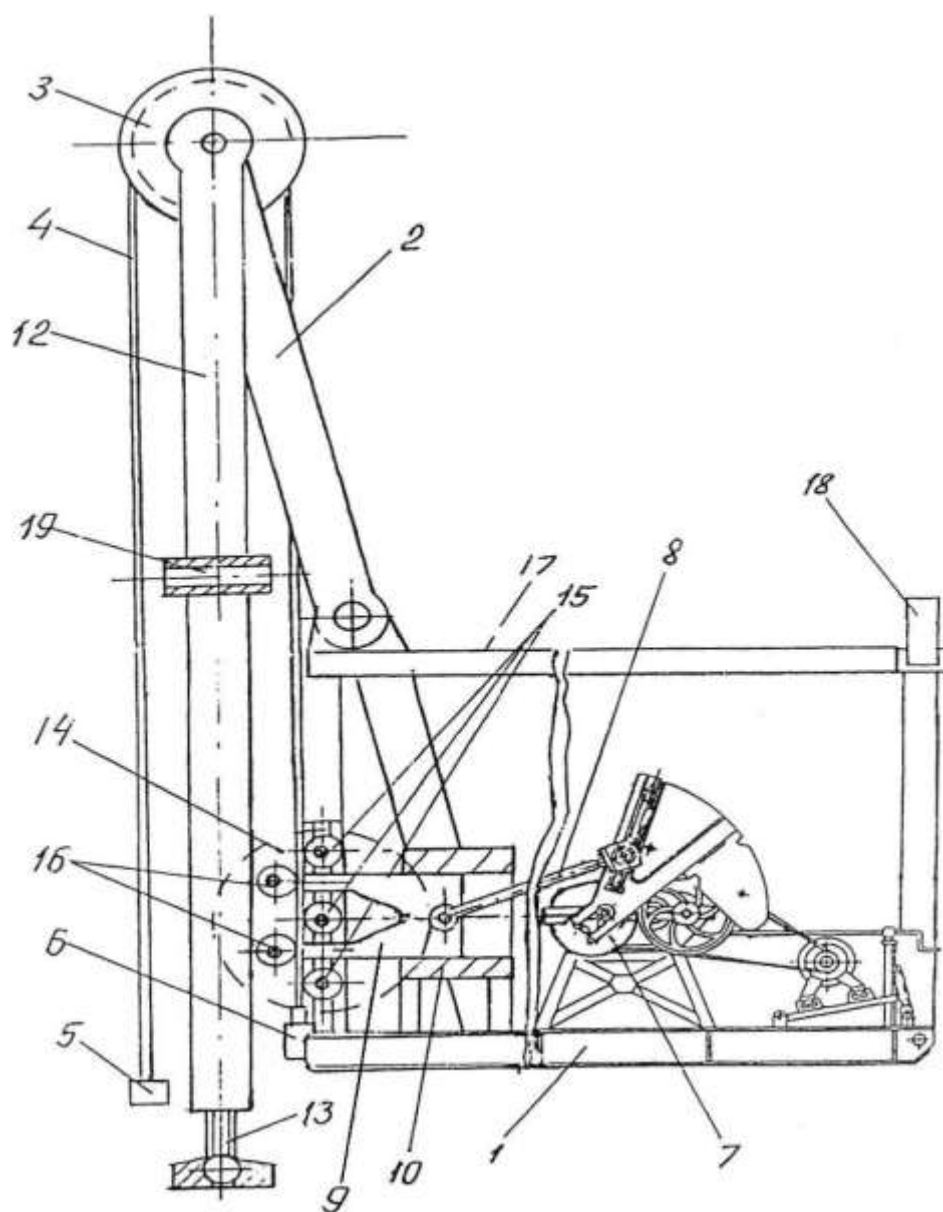


Рисунок 3.1 - Схема привода штанговой насосной установки

3.1.2 Длинноходовая станок-качалка скважинной насосной установки. Задачей изобретения по предварительному патенту №15202 является разработка длинноходовых станков - качалок скважинной насосной установки, позволяющей повысить устойчивость, надежность и срок службы, а также снизить металлоемкость.

Качалка работает следующим образом. По мере соединения гибкого элемента 9 с устройством 10 подвески полированного штока 11 цилиндры 7 занимают положения, показанные на рисунке 3.2, а распределительный кран 16 устанавливается в положение, обеспечивающее гидравлическую связь полостей 21 цилиндров 7 с гидроаккумулятором 2. Включают в работу маслонасос 3, вследствие чего верхние цилиндры начнут перемещаться вниз, а нижний - вверх, преодолевая избыточную массу колонны штанг и извлекаемой нефти по сравнению с массой верхних цилиндров 7 и дополняющего груза противовеса. По

схемам, величина перемещения устройства 10 вверх составит шестикратное значение хода цилиндра за вычетом величины упругой деформации гибкого элемента 9. При этом масло из гидроаккумулятора 2 по трубопроводам 24, 17, 18 и 19 и осевым каналам 20 плунжеров будет поступать в полости 21 до того момента, пока средство 15 не вступит во взаимодействие с рычагом 23 и не установит распределительный кран 16 в положение слива масла через трубопровод 25 в бак насоса 3, то есть полости 21 цилиндров 7 окажутся связанными с зоной атмосферного давления. Вследствие того, что масса колонны штанг превосходит массу противовеса, колонна штанг начнет перемещаться вниз, одновременно вытесняя масло из полостей 21 в бак насоса 3, который в это время осуществляет подачу масла в гидроаккумулятор. На конечной стадии перемещения цилиндров 7 конические стержни 28 начинают постепенно сужать кольцевой проходной канал, вследствие чего осуществляется плавное торможение их движения. Одновременно с этим процессом устройство 10 воздействует на рычаг 22, вследствие чего масло начнет поступать из гидроаккумулятора в полости 21 гидроцилиндров 7 и процесс возвратно-поступательного движения колонны штанг повторится.

При проведении скважинных ремонтных работ или для транспортировки мачту 6 отклоняют средством 26, например, гидроцилиндровым, с вертикального положения на наклонное (на $45-50^\circ$). Наличие удлиненного кронблока позволяет производить ремонтные работы в скважине без демонтажа качалки.

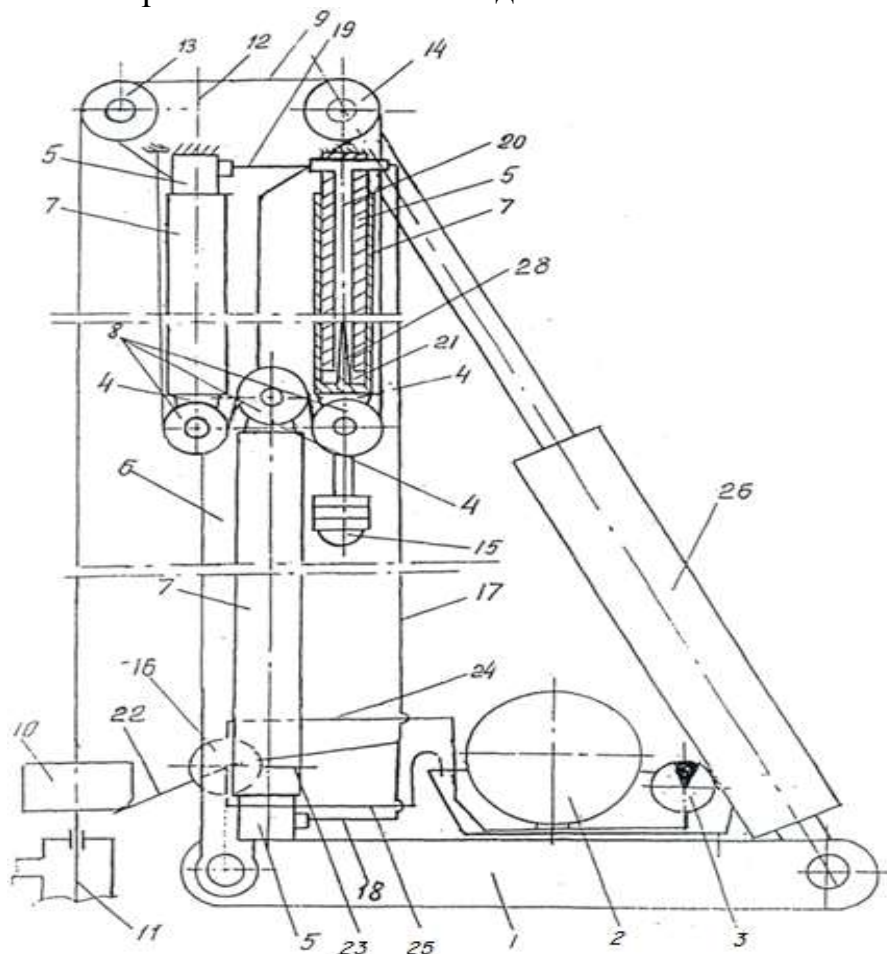


Рисунок 3.2 - Качалка с вертикальным расположением гидроцилиндров

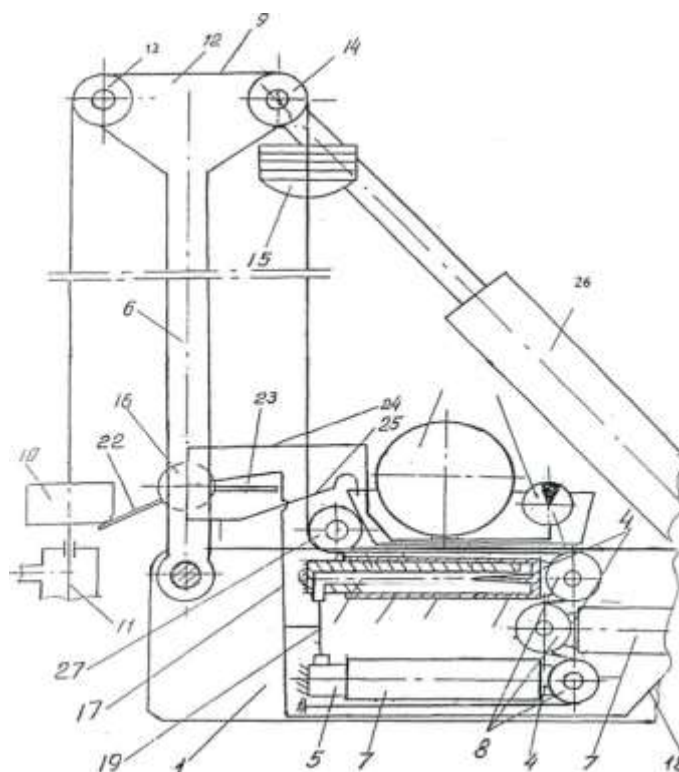


Рисунок 3.3 - Качалка с горизонтальным расположением гидроцилиндров

3.1.3 Балансирный привод штанговой насосной установки. Согласно инновационному патенту №21476 изобретение относится преимущественно к области нефтедобывающей промышленности и может быть использовано при добыче жидких полезных ископаемых погружными плунжерными насосами.

Известен привод погружной насосной установки содержащий основание, электродвигатель с редуктором и наружной одноступенчатой передачей, балансир с головкой и канатной подвеской, расположенный на опорной мачте и соединенный с кривошипом привода посредством шатуна, и колонну штанг.

К основным недостаткам известного балансирного привода следует отнести то, что конструкция его не позволяет кратно увеличить величину хода штанговой колонны, то есть преобразовать в длинноходовую насосную установку.

Известен балансирный привод штанговой насосной установки, содержащий основание, силовой привод с кривошипно-шатунным преобразователем, снабженным балансиром, установленным на опоре основания, установленную с возможностью отклонения от устья скважины регулятором положения мачтовую опору с кронблочной рамой на верхнем конце и имеющую, по меньшей мере, двухструнную талевую оснастку опрокинутой конструкции, на одном конце каната которой подвешена колонна штанг, оканчивающаяся плунжером насоса, а другой конец каната упомянутой талевой оснастки закреплен на основании или балансире.

Известный привод позволяет ступенчато изменять величину хода полированного штока колонны штанг. Основным недостатком известного балансирного привода является сложность конструкции балансира ввиду наличия головки с элементами соединения с секторной направляющей, увеличивающей высоту привода на величину хода точки подвески штанг, а также наличия сложного регулятора положения опорной мачты.

Задачей изобретения является разработка балансирного привода штанговой насосной установки, позволяющей упростить конструкцию балансирного привода штанговой насосной установки.

Для этого в балансирном приводе штанговой насосной установки, содержащей основание, силовой привод с кривошипно-шатунным преобразователем, снабженным балансиром, установленным на опоре основания, установленную с возможностью отклонения от устья скважины регулятором положения мачтовую опору с кронблочной рамой на верхнем конце, имеющую, по меньшей мере, двухструнную талевую оснастку опрокинутой конструкции, на одном конце каната которой подвешена колонна штанг, оканчивающаяся плунжером насоса, а другой конец каната упомянутой талевой оснастки закреплен на основании или балансире, талевый блок закреплен непосредственно на конце балансира.

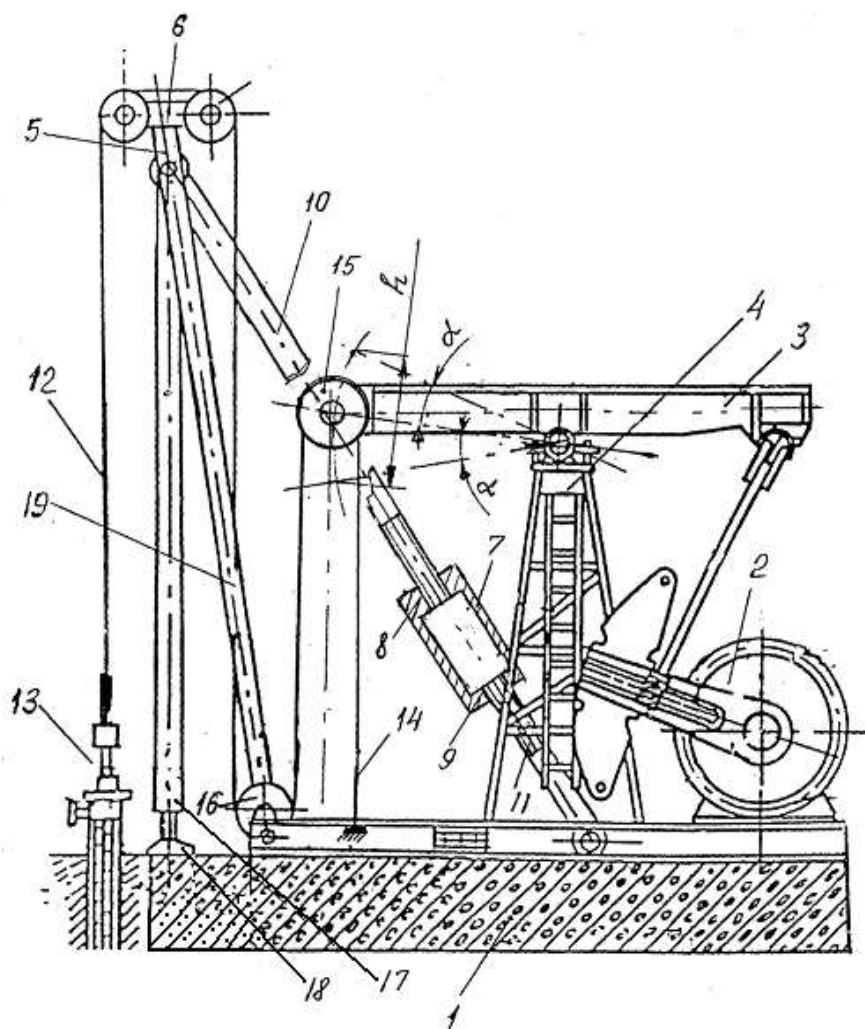
В частном случае исполнения регулятор положения опорной мачты выполнен в виде патрубка, снабженного по концам резьбовыми нарезками противоположного направления, а тяги регулятора имеют ответные им, винтовые нарезки.

При таком конструктивном исполнении упрощается балансирная часть насосной установки, и уменьшаются габаритные размеры ввиду отсутствия секторной головки, возвышающейся обычно над балансиром не менее чем на половину величины хода. Например, при необходимости получения хода 10 м высота расположения балансира будет не более 3 м, а при наличии головки балансира высота установки балансира увеличится до 4,5 м.

Изобретение поясняется схемами, где на рисунке 3.4 представлен общий вид балансирного привода с двухструнной талевой оснасткой; на рисунке 3.5 а - конструкция с трехструнной талевой оснасткой; на рисунке 3.5 б - конструкция с четырехструнной талевой оснасткой.

Балансирный привод штанговой насосной установки (рисунок 3.4) состоит из основания 1, на котором смонтирован силовой привод 2 с кривошипно-шатунным преобразователем крутящего момента электродвигателя в колебательное перемещение балансира 3, установленного шарнирно на опоре 4 основания 1. Привод имеет мачтовую опору 5, имеющую кронблочную раму 6 и установленную с возможностью отклонения регулятором положения упомянутой рамы 6 в установленных пределах при вращении патрубка 7 его (регулятора), имеющего по торцам винтовые нарезки 8 и 9 противоположного направления, взаимодействующие с ответными винтовыми нарезками тяг регулятора 10

и 11, вторые концы которых соединены шарнирно с мачтовой опорой 5 и основанием 1. На одном конце перекинутых через ролики кронблочной рамы 6 канатов 12 талевой оснастки подвешена посредством канатной подвески колонна штанг 13, оканчивающаяся в скважине плунжером насоса (не показанном на фигурах чертежей), а другие концы 14 канатов 12 пропущены через ролики талевого 15 и неподвижного 16 блоков опрокинутой талевой оснастки и закреплены в вариантах, показанных на рисунке 3.4 и рисунке 3.5 б, на основании 1, а в варианте, показанном на рисунке 3.5 а - на балансире 3. Мачтовая опора 5 состоит из несущих стоек 17, снабженных домкратами 18 и откоса 19, соединенного шарнирно с основанием 1, одной из несущих стоек и тягой 10. На рисунках чертежей латинской буквой α обозначен угол отклонения осевой линии балансира 3 при нижнем и верхнем положениях подвижного блока 15; буквой h - ход подвижного блока 15.



а - конструкция с трехструнной талевой оснасткой

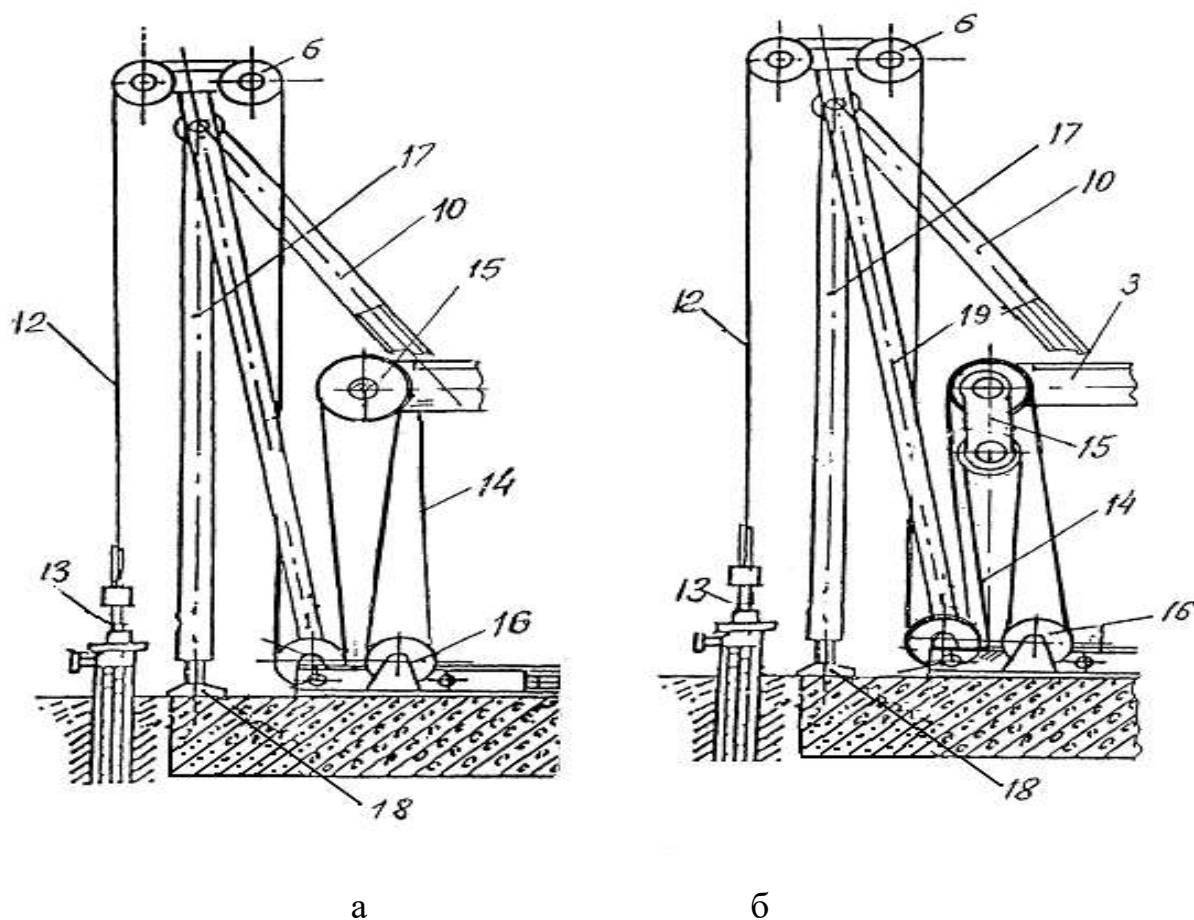
Рисунок 3.4 - Балансирный привод штанговой насосной установки

Привод используют при откачке из скважины жидких полезных ископаемых идентично известным аналогам, отличие заключается в том, что можно в широких пределах кратно изменять величину хода колонны

штанг 13, которая определяет производительность погружного насоса. Шаговое изменение хода колонны насосных штанг 13 (в 2,3,4 и более раз) достигают за счет изменения числа струн каната опрокинутой талевой оснастки, расположенных между талевым 15 и неподвижными блоками 16, а более плавное изменение хода колонны штанг осуществляют известным способом - путем изменения радиуса крепления пальца кривошипа (не обозначенных на рисунках). Реализация изобретения может быть осуществлена за счет реконструкции обычных балансирных приводов.

При реконструкции серийно выпускаемых приводов удлиняют основание 1, монтируют мачтовую опору 5 и при необходимости снижения числа качаний устанавливают дополнительную понижающую передачу или монтируют двигатель с меньшей частотой вращения.

Для проведения ремонтных работ в скважине вращая патрубок 7 втягивают внутрь него концы тяг регулятора положения 10 и 11, так как резьбовая нарезка 8 правая, а нарезка 9 левая, вследствие чего откос 19 и стойка 17 отклонятся вправо вместе с кронблочной рамой 6, освобождая пространство над устьем скважины. Для восстановления режима откачки операции с мачтовой опорой проводят в обратном порядке и окончательно устанавливают мачтовую опору посредством винтовых домкратов 18.



а - конструкция с трехструнной талевой оснасткой,
б - конструкция с четырехструнной талевой оснасткой.

Рисунок 3.5 - Балансирный привод штанговой насосной установки

3.2 Теоретическое описание привода и ее кинематики

Применение талевой системы с гибким элементом для получения увеличения длины хода привода согласно инновационному патенту №21476 (смотри рисунок 3.4), приведет к небольшим изменениям в кинематике движения балансирующего станка-качалки (рисунок 3.6).

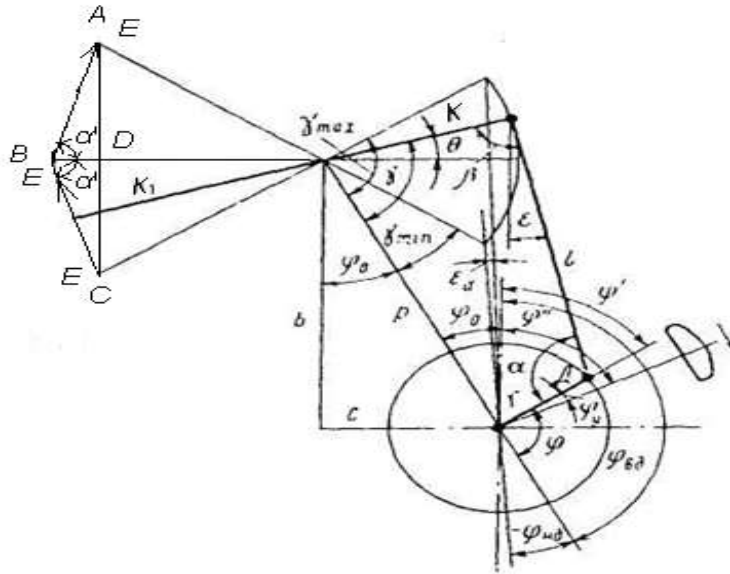


Рисунок 3.6 - Кинематическая схема привода

Так как на одном конце перекинутых через ролики кронблочной рамы канатов талевой оснастки подвешена посредством канатной подвески колонна штанг, а другие концы канатов пропущены через ролики талевой и неподвижного блоков опрокинутой талевой оснастки и закреплены на основании как изображено на рисунке 3.5. То перемещение канатов, находящийся на талевом ролике (обозначим точкой Е), закрепленном на балансирах, и заканчивающимся на основании, будет иметь траекторию СВА (рисунок 3.6), напоминающую треугольник. Именно движение по этой траектории обеспечит плавность хода, за счет увеличения перемещения и получения меньшего ускорения. Это приведет к уменьшению циклических нагрузок на точку подвеса штанг.

Из рисунка 3.6 видно, что можно найти некую зависимость между перемещением точки Е и перемещением точки В. Из треугольник СВD, с углом В равным α , и прямым углом D, катетом CD, равным половине перемещения точки В, перемещение точки Е будет равна гипотенузе СВ. Отсюда следует, зависимость:

$$CB = \frac{CD}{\sin \alpha'}. \quad (3.1)$$

Эта зависимость подтверждает, получение плавности хода, за счет увеличения величины перемещения и изменения траектории движения точки Е, напоминающую треугольник.

Другим преимуществом получаемым, при использовании талевого преобразователя длины хода, является то, что с увеличением длины хода, возникает необходимость уменьшения числа двойных ходов, которое достигается внедрением дополнительной цепной передачи. Между этими двумя параметрами существует обратная зависимость.

Согласно равенству для определения подачи штанговой скважинной насосной установки (ШСНУ):

$$Q = 1440 \cdot F \cdot (S - \gamma) \cdot n \cdot \eta \quad (3.2)$$

где Q – подача, м³/сутки;

F – площадь сечения плунжера, м²;

S – длина хода полированного штока, м;

γ – потеря величины хода S за счет удлинения колоны штанг, м;

n – число двойных ходов;

η – коэффициент наполнения насоса.

Из приведенного равенства следует, что при наличии длинноходового привода подача насоса может быть увеличена за счет увеличения длины хода, которое, в свою очередь, сопровождается снижением числа двойных ходов для выбора дебита пласта. Вследствие этого уменьшается число потерь γ , то есть повышается подача ШСНУ. Из опыта внедрения за рубежом длинноходовых качалок известно, что повышение подачи достигает 20-25%. Кроме того увеличивается срок службы погружного насоса за счет снижения числа двойных ходов.

При выборе числа ходов плунжера насоса следует иметь ввиду то обстоятельство, что ход вниз осуществляется за счет силы тяжести, зависящей от ускорения свободного падения колонны штанг. В свою очередь, ускорение свободного падения колонны штанг в скважине зависит от пространственного положения лифтовых труб и состояния их внутренней поверхности. Из опыта ударно-канатного бурения известно, что максимальное число ходов инструмента определяется по формуле:

$$n_{\max} = 0,118 \cdot a \sqrt{\frac{b}{S}} \quad (3.3)$$

где $n_{\max}$ – максимальное число ходов;

a – угол поворота пальца кривошипа, 180°;

S – ход инструмента, м;

b – ускорение свободного падения инструмента в лифтовой колонне, м/с².

3.3 Кинематика движения длинноходового привода

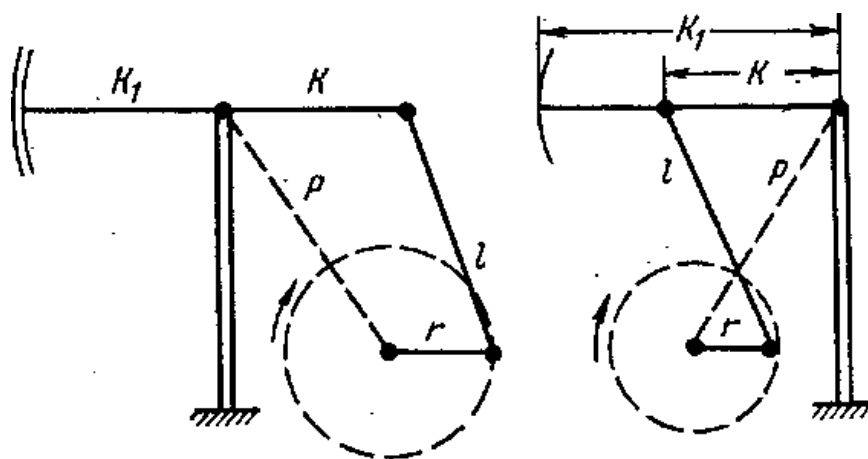
Четырехзвенник служит для преобразования вращательного движения кривошипного вала в поступательно-возвратное движение точки подвеса штанг. Он состоит (рисунок 3.7 а, б) из кривошипа r , шатуна l , плеча балансира K и неподвижного звена (на рисунке обозначен пунктиром). Для четырехзвенника определяющими параметрами являются: показатели совершенства четырехзвенника r/l и r/K ; отношение плеч балансира Kl/K ; максимальная нагрузка в точке подвеса штанг $P_{\max}$; максимальная длина хода точки подвеса штанг S_0 . От этих показателей зависят конструкция, габаритные размеры и массы как самого четырехзвенника, так и стойки, станины и фундамента, а также эксплуатационные качества станка-качалки.

3.4 Описание показателей совершенствования преобразующего механизма станка-качалки

Проектируя станок на заданную максимальную длину хода, а следовательно, на заданную длину кривошипа r , можно выбрать самые различные длины шатуна и заднего плеча балансира. При этом получим различные значения показателей r/l и r/K . Чем меньше эти отношения, т. е. чем длиннее шатун и заднее плечо балансира (при заданной неизменной длине хода точки подвеса штанг), тем совершеннее четырехзвенник.

Чем больше реальный четырехзвенник отличается от идеального, т. е. чем короче у него шатун и заднее плечо балансира (при данной неизменной длине хода станка), тем хуже его эксплуатационные свойства, так как при этом:

- возрастают бесполезные усилия, возникающие в звеньях и шарнирах четырехзвенника, т. е. в шатуне, на кривошипном пальце, на опоре кривошипного вала и т. д., что приводит к усиленному износу деталей станка-качалки;
- возрастают экстремальные значения крутящего момента (положительные и отрицательные пики) на кривошипном валу и в результате усиливается износ зубьев всех шестерен и подшипников редуктора, а также ременной передачи;
- возрастание экстремального значения крутящего момента вредно отражается и на работе электродвигателя;
- увеличивается отличие кривой скоростей точки подвеса штанг от синусоиды и кривой ускорений той же точки от косинусоиды. При этом во многих случаях возрастают максимальные (пиковые) значения скоростей и ускорений за цикл действия насоса.



а – прямая схема; б – обращенная схема

Рисунок 3.7 - Кинематические схемы четырехзвенника станка-качалки

Таким образом, чем меньше отношения r/l и r/K , тем лучше должна работать насосная установка, но при этом значительно увеличиваются габаритные размеры станка-качалки: чем меньше r/l , тем больше высота станка-качалки и чем меньше r/K , тем больше его длина. Отсюда увеличивается металлоемкость станка-качалки, увеличиваются размеры его фундамента и стоимость монтажных работ. Например, если вместо $r/l = 0,4$ и $r/K = 0,5$ принять $r/l = 0,25$ и $r/K = 0,3$, то высота станка-качалки увеличится на 60%, а длина станины примерно на 70%.

Таким образом, с одной стороны с приближением кинематической схемы станка-качалки к идеальной, т. е. с уменьшением отношения r/l и r/K , эксплуатационные свойства станка-качалки улучшаются и расходы на его эксплуатацию снижаются, а с другой стороны, при этом растут капиталовложения (стоимость станка-качалки и его фундамента). Отсюда следует что для выбора оптимальных значений показателей r/l и r/K нужно найти, используя опытные и расчетные данные об износе деталей станков с различными значениями r/l и r/K , суммы эксплуатационных и капитальных затрат. Значения показателей r/l и r/K , при которых получается наименьшая сумма капитальных и эксплуатационных расходов за весь предполагаемый срок службы станка-качалки, и будут оптимальными. При проектировании отечественных станков-качалок величины r/l и r/K для максимальных длин ходов $r/l = 0,4$ и $r/K = 0,5$.

Эти условия диктовались соображениями экономии капитальных вложений, т. е. стоимости станка-качалки и фундамента, без учета экономии эксплуатационных расходов.

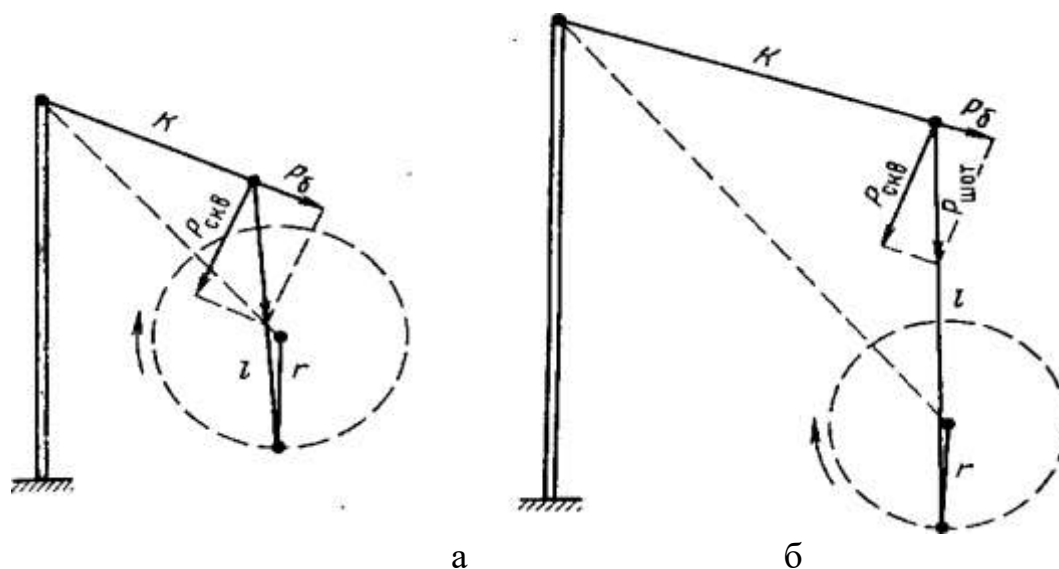
Рассмотрим, как влияет увеличение значений r/l и r/K на усилия в звеньях и шарнирах четырехзвенника. Два четырехзвенника при крайнем верхнем положении балансира и одной и той же длине кривошипа в обеих схемах (рисунок 3.7). Один из них четырехзвенник, схема которого принята в действующем стандарте на станки-качалки для максимальных длин ходов

(рисунок 3.2 а), другой — четырехзвенник, применявшийся ранее (рисунок 3.2, б).

На схемах показаны усилия, возникающие в звеньях при нагрузке на головку балансира $P_{\text{скв}} = 5000$ кгс при условии только роторного уравнивания станка. Усилие в шатуне (рисунок 3.8 а) составляет примерно 5600 кгс, или 112% полезной нагрузки на головку балансира. Аналогично усилие вдоль балки балансира, увеличивающее износ его подшипников, а также износ подшипников траверсы и т. д., на рисунке 3.8 а составляет $P_6 = 2700$ кгс, а на рисунке 3.8 б 1800 кгс, т. е. в первом случае усилие больше в полтора раза.

В то же время из сравнения обеих схем следует, что при более совершенной кинематике (рисунок 3.8 б) резко увеличиваются размеры станка-качалки, а значит и его металлоемкость, размеры фундамента, стоимость всей установки. Кроме того, такая схема дает сравнительно небольшой выигрыш в снижении бесполезных усилий в шарнирах и звеньях, что и послужило в свое время одним из аргументов для введения в стандарт показателей $r/l = 0,4$ и $r/K = 0,5$.

При выборе показателей совершенства четырехзвенника нужно принимать во внимание еще следующие условия.



а - $r/l=0,4$, $r/K=0,5$; б - $r/l=0,25$, $r/K=0,3$

Рисунок 3.8 - Усилия в четырехзвеннике

Во-первых, износ подшипников качения в шарнирах четырехзвенника увеличивается пропорционально действующей на них нагрузке в степени, значительно большей единицы, — приблизительно пропорционально кубу нагрузки. Поэтому, если усилие увеличивается, например, всего на 5%, износ возрастает примерно на 16%.

Во-вторых, на износ подшипников, усталостный процесс в материале звеньев (особенно шатуна и кривошипного пальца) существенно влияют на изгибающие и скручивающие усилия, возникающие в четырехзвеннике вследствие всегда имеющих неточностей в изготовлении и монтаже станков-

качалок. Так, шатун рассчитан (при роторном уравнивании и прямой кинематической схеме по рисунку 3.7 а) только на растягивающие усилия, а балансир — только на изгиб, кривошипный палец — только на изгиб в плоскости, перпендикулярной его оси и т. д. Поэтому появление значительных скручивающих усилий в шатуне, балансире, траверсе и так далее, резко увеличивает напряжения в них и ускоряет усталостный процесс.

В кривошипном пальце, например, возникают дополнительные напряжения. Эти дополнительные напряжения тем больше, чем больше жесткость конструкции четырехзвенника, которая зависит (при прочих одинаковых условиях) от размеров звеньев четырехзвенника. Чем длиннее эти звенья (длину кривошипа считаем неизменной), тем жесткость меньше, значит меньше и вредные усилия, возникающие от перекосов. Это объясняется тем, что случайные отклонения от заданного положения конца того или иного звена пропорциональны первой степени его длины, а дополнительные усилия, возникающие при этом, обратно пропорциональны квадрату длины звена.

Поэтому принятые максимальные значения отношений $r/l = 0,4$ и $r/K = 0,5$ по некоторым показателям не лучшие. Возможно, что оптимум этих показателей соответствует меньшим значениям отношений r/l и r/K .

В некоторых работах авторы предлагают увеличить показатель r/K до 0,7. Рассмотрим четырехзвенник с показателями $r/l = 0,4$ и r/l и $r/K = 0,7$. При нагрузке на головку балансира $P_{скв} = 5000$ кгс усилие в шатуне, а следовательно, и на кривошипном пальце $P_{шат} = 7000$ кгс, т. е. на 40% больше полезной нагрузки. Усилие вдоль балансира, а следовательно, дополнительное усилие на всю систему траверсы $P_6 = 5000$ кгс геометрически складывается с нагрузкой $P_{скв} = 5000$ кгс и значительно увеличивает напряжения в балке балансира и траверсы. Но здесь следует также учитывать влияние жесткости конструкции четырехзвенника на износ подшипников и напряжения в звеньях, так как при увеличении показателя r/K с 0,5 до 0,7 жесткость резко возрастает.

Из изложенного следует, что рассматриваемый вариант неприемлем, тем более, что даже стандартное значение $r/K = 0,5$ принято, как мы видели, с недостаточным обоснованием. Неприемлемо также и отношение плеч балансира k_1/k , имеющее значения до 1,7.

Рассмотренные показатели совершенства четырехзвенника относились к максимальной длине хода, которую не всегда применяют на практике. При применении обычной длины хода показатели четырехзвенника улучшаются, так как уменьшается длина кривошипа. Однако это не может служить основанием для выбора режима откачки, так как оптимальный режим откачки определяется более значимыми факторами, обусловленными работоспособностью подземного оборудования.

Тем не менее, на промыслах при организации профилактических ремонтов станков-качалок надо учитывать ужесточение условий работы четырехзвенников на максимальной длине хода.

Немаловажное значение в теории и практике глубиннонасосной эксплуатации имеет влияние степени совершенства четырехзвенника на работу

штанг. Как уже говорилось выше, с увеличением отношений r/l и r/K кривые скорости и ускорения точки подвеса штанг заметнее отличаются от синусоиды и косинусоиды соответственно.

В процессе рассмотрения влияний отклонений величин скоростей и ускорений от идеальных значений при максимальных и минимальных усилиях в штангах за цикл действия насоса выяснилось, что вплоть до значений $r/l = 0,4$ и $r/K = 0,5$, т. е. максимальных принятых в стандарте, влияние это незначительно и им можно пренебречь во всех практических работах. При увеличении показателей за пределы вышеуказанных значений максимальные нагрузки на штанги при прочих одинаковых условиях возрастают, а минимальные снижаются, что ухудшает условия работы штанг.

При очень больших глубинах спуска насоса и сравнительно высоких числах качаний степень совершенства кинематики станка-качалки может существенно влиять на максимальные и минимальные усилия в штангах.

4 Охрана труда

4.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов

К производственным опасностям и профессиональным вредностям на нефтегазодобывающих предприятиях относятся: неблагоприятные метеорологические условия (ветер, пыль, туман), вредные вещества, шум, вибрации, взрывоопасные вещества и т. д.

Климат района сухой, резко континентальный. Лето знойное, сухое, температура достигает плюс 40-45⁰ С. Зима снежная с сильными ветрами, буранами, температура воздуха зимой понижается до минус 30-40⁰ С.

Опасными элементами нефти являются углерод и водород. Опасность и вредность нефти зависит от количества тяжелых и легких углеводородных фракций. Попутный газ содержит 75,97% метана; 5,89% этана; 2,7% пропана; 1,25% бутана; 4,9% углекислоты; 0,81% азота; 3,29% сероводорода. Метан, этан, пропан, бутан относятся к числу неядовитых. Вдыхание их в небольшом количестве не оказывает заметного действия на организм человека. При содержании их в воздухе около 10% человек испытывает недостаток кислорода, а при большом содержании может наступить удушье.

4.2 Безопасность эксплуатации глубиннонасосных скважин

Наибольшее число несчастных случаев на нефтепромыслах отмечено при эксплуатации штангонасосных скважин, что обусловлено, прежде всего распространенностью этого способа добычи нефти.

Опасность травмирования трудящихся при обслуживании глубиннонасосных скважин связано, в основном, с наличием движущихся частей станков-качалок, необходимостью выполнения различных операций по проверке технического состояния, изменению режима работы и ремонту наземного оборудования, также с такими опасными факторами, как высота, высокое давление, электричество и т. д. К числу таких работ относятся, например, замена клиновидных ремней, снятие и установка канатной подвески, изменение длины хода, числа качаний балансира. Замена балансира, редуктора и других деталей. Обслуживание электрооборудования и устьевой арматуры (набивка сальникового уплотнения, соединения и отсоединения выкидной линии и пр.).

Устьевая арматура насосных скважин должна выполняться герметичной, позволяющей отбирать газ из затрубного пространства и проводить исследовательские работы (если газ затрубного пространства не отбирается, то он должен быть отведен за пределы рабочей площадки на расстояние не менее 25 метров в сторону, исключающую его воспламенение).

Верхний торец устьевого сальника должен возвышаться над уровнем площадки не более чем на 1 метр. При набивке уплотнения устьевого сальника крышка его должна удерживаться на полированном штоке специальным

зажимом.

При крайнем нижнем положении головка балансира между траверсой подвески сальникового штока или штангодержателя и устьевым сальником должно быть не менее 20 см. Запрещается проворачивать шкив редуктора вручную и тормозить его путем накладывания трубы, лома или других предметов.

Конструкция канатной подвески для сальникового выполнения операций по соединению колонны насосных штанг с головкой балансира и отсоединения ее от головки, регулированию посадки плунжера насоса и динамометрированию. Вместе с тем полностью должно исключаться самопроизвольное освобождение (соскакивание каната).

Клиновидные ремни станка-качалки меняются после ослабления натяжения их путем изменения угла наклона или передвижения электродвигателя по салазкам в направлении редуктора. Выполнение этой операции без ослабления натяжения клиновых ремней путем поворачивания шкивов приводит к травмированию рук.

Перед началом ремонтных работ в насосных скважинах головка балансира должна быть откинута назад или отведена в сторону. Операция проводится при помощи приспособлений, исключающих необходимость подъема рабочих на балансир. Установка балансира в определенное положение, требуемое для проведения различных работ по подземному ремонту скважины и гидравлическому разрыву пласта, осуществляется с помощью механизмов талевого системы. Производство ее путем поворачивания шкивов клиновых ремней вручную строго запрещено, а следует с помощью механизмов талевого системы.

Изменение длины хода балансира станка-качалки связано с необходимостью перестановки пальца на кривошипе. При выполнении этой операции возникает опасность падения рабочих с высоты. Травмированию его отсоединенным внизу шатуном, а также инструментом или отлетевшим куском металла (при выбивании пальца кувалдой). Во избежание несчастных случаев шатун после отсоединения от кривошипа привязывают к стойке станка-качалки. А пальцы выпрессовывают специальным приспособлением.

Уравновешивание станка-качалки ведут путем изменения положения роторных противовесов, а также изменения массы груза на балансире станка. Для изменения положения роторного противовеса кривошип устанавливают так, чтобы обеспечить небольшой наклон их в сторону намеченного перемещения противовесов. Передвигают противовесы по кривошипу с помощью специального приспособления и пользуясь при этом переносной лестницей или площадкой.

Во время замены траверсы и шатунов станка-качалки балансир закрепляют путем установки упоров из досок или поддерживают его канатным стропом при помощи подъемника. В обоих случаях не исключена возможность срыва балансира и травмирования рабочих. Выполнение работ по отсоединению и присоединению траверсы и шатунов связано с необходимостью нахождения

операторов непосредственно на балансирах или траверсах (при замене шатунов, что вызывает опасность их падения с высоты). Во время спуска отсоединенной и приема новой траверсы при помощи пенькового каната, переброшенного через балансиры станка-качалки. Возникает опасность падения траверсы и травмирования ею рабочих.

Для предупреждения соприкосновения работающих с движущимися частями установки, для безопасного выполнения работ на высоте оборудуются лестницами. Площадками и предохранительными ограждениями. Надежное ограждение кривошипно-шатунного механизма и клиноременных передач, наличие и исправность площадок и лестниц для обслуживания электропривода и тормозного устройства станка, а также площадок и лестниц для смазки и ремонта станка-качалки представляют одно из основных условий безопасной эксплуатации наземного оборудования.

С этой целью на станке-качалке предусмотрены следующие приспособления указанных видов. Щит клиноременной передачи сварной конструкции с двумя шарнирными крышками. Он защищает ремни от атмосферных осадков и нефтепродуктов, а также предохраняет операторов от соприкосновения с клиноременной передачей. Лестницы и площадки для доступа к центральному подшипнику, к устройствам вращения головки балансира и сферическому подшипнику. Лестница имеет высоту 2,2 м, ширину 0,65 м и периллы 0,75. Она установлена у стойки станка-качалки и снабжена предохранительными дугами через 0,8 м. Площадки размерами 0,5х0,9 и 1,5х1,8 м имеют перильное ограждение. Ограждение кривошипно-шатунного механизма и клиноременных передач. Представляющее раму с проволочной сеткой и размером 1,2х1,5 м. Она установлена на специальной подставке. Вход на площадку для обслуживания электропривода станка-качалки располагается со стороны тормозного устройства.

Весьма большое значение в создании безопасных условий выполнения различных операций при обслуживании и ремонте станка-качалки имеют надежность и удобство расположения тормозного устройства. Оно должно обеспечивать плавное и надежное торможение при давлении на тормозную рукоятку не более 1,5 МПа как при подвешенных, так и отсоединенных от головки балансира насосных штангах в любом положении кривошипов или балансира станка-качалки.

Безопасность проведения работ на скважине, а также предотвращение замасленности территории скважины обеспечивается в определенной мере и наличием надежного обратного клапана на выкидной линии. В зимнее время клапан необходимо утеплить, чтобы его тарелка не примерзла к седлу.

До начала ремонтных работ привод установки отключается, на пусковом устройстве вывешивается плакат «Не включать – работают люди». На периодически работающих скважинах с автоматическим или дистанционным запуском отключение привода и вывешивание предупредительного плаката осуществляют не только перед ремонтом, но обязательно и перед осмотром оборудования.

Электрооборудование установки состоит из электродвигателя и пускового устройства. Привод-электродвигатель установлен на высоте 1,5 м от поверхности.

В качестве заземлителя для электрооборудования следует использовать кондуктор скважины. Кондуктор должен быть связан с рамой установки не менее, чем двумя заземляющими проводниками, приваренными в разных местах к кондуктору и раме. Площадь сечения каждого проводника должна быть не менее 48 мм². Заземляющие проводники и места их приварки должны быть доступны для осмотра.

В качестве заземляющих проводников можно применять сталь круглого, полосового, углового и др. профиля. Применение стального каната не допускается.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненных расчетов получены следующие результаты:

- дано новое решение задачи, состоящей в увеличении длины хода за счет реконструкции балансирных приводов на длинноходовые, что имеет существенное значение для Казахстанской промышленности, так как дает возможность внедрить в эксплуатацию длинноходовые приводы, что повлечет за собой увеличение производительности. Это даст возможность эффективно использовать ресурсы накопившегося огромного парка балансирных станков-качалок;

- рассмотрены патентные разработки, а также показатели совершенствования преобразующего механизма и кинематики движения привода;

- составлена методика расчета потери длины хода за счет удлинения гибкого элемента привода и определение расчетной длины хода;

На основании результатов выполненной работы сделаны следующие выводы:

- при увеличении длины хода, возникает необходимость уменьшения числа двойных ходов, которое можно достичь внедрением дополнительной цепной передачи;

- за счет снижения числа двойных ходов увеличивается срок службы погружного насоса;

- идеальным является такой четырехзвенник, у которого длины шатуна и заднего плеча балансира бесконечны. Чем больше реальный четырехзвенник отличается от идеального, т. е. чем короче у него шатун и заднее плечо балансира (при данной неизменной длине хода станка), тем хуже его эксплуатационные свойства;

- при выборе числа ходов плунжера насоса необходимо, учитывать то обстоятельство, что ход вниз осуществляется за счет силы тяжести, зависящей от ускорения свободного падения колонны штанг. В свою очередь, ускорение свободного падения колонны штанг в скважине зависит от пространственного положения лифтовых труб и состояния их внутренней поверхности;

- снижение циклических нагрузок в точке подвеса штанг происходит за счет появления плавности хода полированного штока.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Аливердизаде К.К. Балансирные индивидуальные приводы глубиннонасосной установки. - Баку: Азнефтешдат, 1951.-215 с.
- 2 Аливердизаде К.С. Приводы штангового глубинного насоса. - М.: Недра, 1973.-192 с.
- 3 Ахтямов М.М. Основные виды отказов станков-качалок в НГДУ «Туймазанефть» и технология их восстановления //Тр. Башнипинефть, вып. 103, с. 72-75.
- 4 Аливердизаде К.С., Гусейнов М.А. К вопросу кинематики безбалансирующего привода конструкции АЗИНМАША // АНХ. - 1970.-№2.-С- 42-44.
- 5 Байрамов С.Б. Аналитическое исследование пространственной кинематической схемы станка-качалки // Нефть и газ.-1987.-№2.-С83-87.
- 6 Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. – М.: Недра, 1984, с.375
- 7 Латыпов А.С., Латыпова Ю.А., Злыденный А.Л. и др. Привод штанговой насосной установки. № 15331, Патентное ведомство РК. 17.01.2005, бюл. №1.
- 8 Латыпов А.С., Латыпова Ю.А. Длинноходовая станок-качалка скважинной насосной установки. № 15202, Патентное ведомство РК. 15.12.2004, бюл. № 12.
- 9 Бухаленко Е.И., Бухаленко В.Е.Оборудование и инструмент для ремонта скважин. - М.: Недра, 1991, с.23.
- 10 Латыпов А.С., Латыпова Ю.А., Злыденный А.А. и др. Привод погружной насосной установки. № 16993, Патентное ведомство РК. 15.02.2006, бюл. № 2;
- 11 Латыпов А.С., Латыпова Ю.А. Балансирный привод штанговой насосной установки. № 21476, Патентное ведомство РК. 15.07.2009, бюл. № 7.
- 12 Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. -М: Недра, 1979.-278 с.
- 13 Вирновский А.С. Теория и практика глубинно-насосной добычи нефти. Избранные труды. – М.: Недра, 1972, с.374
- 14 Чичеров Л.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы. – М: Недра, 1983 г.-312 с.
- 15 Воздвиженский В.И., Васильев М.Г. Буровая механика. Москва, 1954 г.-491 с.

перв. примен.		Форма	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ.						Документация		
		A3			ДПТМиО.944.00.01.С	Сборочный чертеж		
						Составные единицы		
		A3	1			Мачта		
						Детали		
		Б/4	2			Балансир		
		Б/4	3			Опорная башня		
		Б/4	4			Противовес		
		Б/4	5			Шатун		
		Б/4	6			Кривошип		
и дата		Б/4	7			Электродвигатель		
		Б/4	8			Подставка		
		Б/4	9			Блок прокрутки		
		Б/4	10			Площадка		
						Приобретаемые		
		Б/4	12			Стальной трос		
м. инв. № ин		ДПТМиО.944.00.01.С						
и № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Дп.	Дата	Длинноходовая станок качалка		
	Разраб.	Дауетов А.А.						
	Пров.	Мырзахметов Б.А.						
	Н.контр.	Сарыбаев Е.Е.						
	Э. кафе.	Бортебаев С.А.				Лист Лист Листов у 1 1 КазНТУ им. К.И.Сатпаева Кафедра ТМиТ		

перв. примен.	Форма	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
справ.					Документация			
		A3		ДПТМиО.944.00.01.С	Общий вид			
					Составные единицы			
					Детали			
			1		Вешалка штоковая устьевая			
			2		Балансир			
			3		Головка балансера			
			4		Опора			
			5		Шатун			
			6		Кривошип			
			7		Успокоитель			
			8		Ведущий шкив			
			9		Клиновой ремень			
			10		Ведущий шкив			
			11		Электродвигатель			
			12		Основание			
и дата			13		Противовес			
			14		Канатный крюк			
			15		Траверса			
			16		Тормоз			
	м. инв. № ин							
и дата								
	и дата							
и дата								
	и дата							
и дата								
	и дата							
и дата								
	и дата							
		</						

перв. примен.	Форма	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ.	А			ДПТМиО.944.00.01.СБ	Документация			
					Длинноходовая станок			
					Сборочная единицы			
					Детали			
					1	Основание	1	
					2	КШМ	1	
					3	Балансир	1	
					4	Опора	1	
					5	Наружная труба	1	
					6	Внутренняя труба	1	
					7	Кронблочная рама	1	
					8	Регулирующее устройство	1	
					9	Патрубок	1	
					10	Другая сторона патрубка	1	
					11	Щелевая стойка	1	
					12	Первая сторона патрубка	1	
13	Тяга	1						
14	Направляющий элемент	1						
15	Ролик	1						
16	Ролик	1						
17	Дополнительный канат	1						
18	Возвратный канат	1						
19	Ролик	1						
20	Противовес	1						
и дата	ДПТМиО.944.00.01.С							
М. инв. №	Ин							
№ подл.	Изм.	Лист	№ докум. по	Дп.	Дата			
Разраб.	Даетов А.А.	Пров.	Мырзахметов Б.А.					
З. кафедр.	Бортебаев С.А.	П.контр.	Сарыбаев Е.Б.					
Балансирный привод штанговой насосной установки						Лит.	Лист	
						у	1	
							2	
						КазПИТУ им. К.И.Сатпаева		

Форма		Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
перв. примен.			21		Концы каната	1	
			22		Концы каната	1	
			23		Подвеска	1	
			24		Полировочный шток	1	
			25		Усьтевой сальник	1	
			26		Рабочий конец каната	1	
			27		Неподвижный ролик	1	
			28		Неподвижный ролик	1	
			29		Удлиненный конец каната	1	
			30		Проходной барабан	1	
			31		Шатунный привод	1	
			32		Неподвижный ролик	1	
			33		Секторный зажим	1	
			34		Крепеж	1	
Справ.							
Изм. №							
Инв. №							
Дополн. дата							
Изм. №							
Инв. №							
Дополн. дата							

Изм. Лист № докум. 110 ДП. Дата

Разраб. Дауетов А.А.

Пров. Мырзахметов БА

Э. кафед. Бортебаев С.А.

Н.КОНТР. Сарыбаев Е.Б.

ДПТМиО.944.00.02.С

Балансирный привод

штанговой насосной

установки

ЛИТ. ЛИСТ ЛИСТОВ

у 2 2

КазНПТУ им.

К.И.Сатпаева

РЕЦЕНЗИЯ

на дипломный проект

(наименование вида работы)

Дауетова Акылжана Аскар-улына

(Ф.И.О. обучающегося)

5B072400 –Технологические машины и оборудование

(шифр и наименование специальности)

На тему: Разработка конструкции длинноходового привода ШСН грузоподъемностью 60кН и длиной хода 6 м

Выполнено:

а) графическая часть на 6 листах

б) пояснительная записка на 44 страницах

ЗАМЕЧАНИЯ К РАБОТЕ

Дипломный проект направлен на решение актуальной проблемы в области повышения энергоэффективности и надежности механических штанговых приводов скважинных насосов. Одним из перспективных путей решения проблемы –применение длинноходовых приводов, что позволит повысить коэффициент наполняемости насосов, повысить ресурс их работы и штанг, сократить межремонтный период скважин.

Предлагаемое техническое решение оригинально, не имеет аналогов и основано на подтвержденном НИИС МЮ Патенте РК и патенте ЕАПО.

Поставленные в дипломном проекте задачи полностью решены и отражены в пояснительной записке к ней. Дипломный проект выполнен в соответствии с требованиями нормативных документов и оформлен в соответствии с СТП, содержит все необходимые разделы, включающие расчеты и пояснения. Существенных замечаний к содержанию и изложению не имеется. Небольшие замечания по оформлению наглядных материалов могут быть устранены до защиты.

Оценка работы

Дипломный проект Дауетова А. соответствует требованиям ГОСО и нормативных документов и может быть допущена к защите с оценкой «Отлично» (90%, А), а его автор заслуживает присвоения квалификации «бакалавр» по специальности – 5B072400 «Технологические машины и оборудование».

Рецензент

Профессор КБТУ, д.т.н., профессор

(должность, уч. степень, звание)

(подпись)

Кабдулов С.З.

«25»

2022г.



Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Дауетов А.А.

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: «Разработка конструкции длинноходового привода ШСН грузоподъемностью 60кН и длиной хода 6м»

Научный руководитель: Бейбит Мырзахметов

Коэффициент Подобия 1: 0.5

Коэффициент Подобия 2: 0

Микропробелы: 0

Знаки из других алфавитов: 8

Интервалы: 0

Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

- ☒ Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.
- ☐ Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.
- ☐ Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.
- ☐ Обоснование:

Дата 23.05.22

Заведующий кафедрой



Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Даустов А.А.

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: «Разработка конструкции длинноходового привода ШСН грузоподъемностью 60кН и длиной хода 6м»

Научный руководитель: Бейбит Мырзахметов

Коэффициент Подобия 1: 0.5

Коэффициент Подобия 2: 0

Микропробелы: 0

Знаки из других алфавитов: 8

Интервалы: 0

Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

☒ Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.

☐ Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

☐ Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

☐ Обоснование:

Дата 20.05.2022_

Мушарипова А.С.

проверяющий эксперт