

Национальная академия наук Кыргызской Республики
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
КЫРГЫЗСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. И. Раззакова
ЖАЛАЛ-АБАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Диссертационный совет Д 05.13.010

На правах рукописи
УДК 622.013:622.276.342

Сейдалиев Талгат Орынбасарович

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РАЗРАБОТКА
КОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ПРИВОДА
ШТАНГОВОГО СКВАЖИННОГО НАСОСА

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Бишкек 2014

Работа выполнена в **Таразском Государственном Университете**
им. М.Х. Дулати Министерства образования и науки Республики
Казахстан

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Нурмаханов Баймахан Нурмаханович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Мендекеев Райымкул Абдымананович

кандидат технических наук, с.н.с.
Анохин Анатолий Васильевич

Ведущая организация: **Институт горного дела и горных**
технологий им. У. Асаналиева при
Кыргызском государственном техническом
университете им. И. Раззакова
(г. Бишкек, пр. Чуй, 215)

Защита состоится « 26 » сентября 2014 года в 14.00 часов на заседании диссертационного совета Д. 05.13.010 при Институте машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, Кыргызском государственном техническом университете им. И. Раззакова и Жалал-Абадском государственном университете Министерства образования и науки Кыргызской Республики по адресу: Кыргызская Республика, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Института машиноведения НАН КР, по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, Институт машиноведения НАН КР.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенной гербовой печатью организации, просим направлять по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, Институт машиноведения НАН КР, Диссертационный совет Д 05.13.010, e-mail: imash_kg@mail.ru.

Телефон для справок (0312) 54 11 49, факс (0312) 56 27 85.

Автореферат разослан «__» _____ 2014 г.

Ученый секретарь диссертационного
совета Д. 05.13.010, к.т.н., с.н.с.



Квитко С.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Одним из важнейших направлений развития нефтегазовой отрасли является энерго- и ресурсосбережение, требующее применения принципиально новых подходов не только в текущей производственной деятельности, но и в решении вопросов подбора, совершенствования и создания нового оборудования и технологий. Учет характеристик ресурсосбережения в их решении, особенно важен для компаний и фирм, как эксплуатирующих, так и производящих технологическое оборудование.

Осознание необходимости такого подхода, а также в условиях преобладания в производственных фондах предприятий устаревшего оборудования и отсутствия достаточных средств на его обновление, до настоящего времени не достигнуто. Не осознана и настоятельная необходимость создания современных методик анализа параметров оборудования, характеристик ресурсосбережения. Это находится в противоречии с современной тенденцией диверсификации производства, требующей ускорения замены оборудования и технологии на более современные и экономичные, создающие ресурс выживания в условиях жесткой конкуренции производителей.

В настоящее время это оборудование эксплуатируется на более 80% действующего фонда нефтяных скважин, им оснащается более 70% скважин, переводимых с фонтанного на механизированный способ эксплуатации.

Общепризнанным недостатком существующих приводов является высокая энергоемкость работы. Поэтому в условиях современной тенденции увеличения глубины скважин образовалась потребность в создании энергосберегающих приводов с увеличенной длиной хода.

В связи с этим создание методов объективного сравнительного исследования для выявления перспективных энерго- и ресурсосберегающих приводов штанговых скважинных насосов станков-качалок для конкретных промысловых условий эксплуатации с увеличенной длиной хода представляет собой весьма актуальную задачу.

Целью данной работы является обоснование параметров и разработка конструкции привода штангового скважинного насоса, предназначенного для создания перспективного энергосберегающего оборудования.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- разработка новой конструкции привода штангового скважинного насоса с гибкой связью шатуна с балансиrom и поворотной головкой, позволяющая уменьшить энергоемкость работы путем оптимизации величины и фазы приложения максимальной нагрузки к кривошипам в

течение цикла работы и уменьшить габариты станка-качалки путем обеспечения необходимой длины хода канатной подвески за счет большого угла поворота головки на переднем плече балансира;

- выявление рациональных схем с точки зрения ресурсосбережения;
- разработка расчетных схем и уравнений силового анализа работы станков-качалок рассматриваемых типов при кривошипном и комбинированном уравнивании, учитывающих их конструктивные особенности, параметры и особенности силового взаимодействия звеньев в процессе всего цикла работы;

- разработка методики графического построения схемы расположения звеньев и определения текущих значений переменных параметров механизмов станков-качалок в течение цикла работы с помощью расчетных моделей, дополненных графическими методами определения длины кривошипа.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. методика исследования параметров и характеристик работы станков-качалок, позволяющая найти зависимость эффективности энергосбережения работы привода штангового скважинного насоса от длины хода;

2. схемы станков-качалок с гибкой связью шатуна с балансиrom и с гибкой связью шатуна с балансиrom и поворотной головкой на балансире;

3. методика математического и графического моделирования рабочего процесса привода штангового скважинного насоса;

4. характеристики рабочего процесса станков-качалок.

Научная новизна полученных результатов:

- разработанная методика исследования параметров и характеристик работы станков-качалок отличается учетом реальных параметров и условий взаимодействия между собой звеньев станков-качалок без упрощающих допущений;

- схемы станков-качалок с гибкой связью шатуна с балансиrom и с гибкой связью шатуна с балансиrom и поворотной головкой на балансире разработаны впервые;

- методика математического и графического моделирования рабочего процесса исследуемого привода штангового скважинного насоса разработана впервые.

- полученные характеристики рабочего процесса станков-качалок впервые рекомендованы для создания нового энергосберегающего оборудования.

Практическая значимость полученных результатов:

– методика исследования характеристик станков-качалок, позволяет рассчитать оптимальные рабочие параметры станков-качалок с гибкой связью шатуна с балансиrom, с гибкой связью шатуна с балансиrom и поворотной головкой на балансире, которые обеспечивают энергосбережение до 13 кВт/час.

– на основе разработанных схем созданы конструкции энерго-сберегающих станков-качалок: с гибкой связью шатуна с балансиrom и с гибкой связью шатуна с балансиrom и поворотной головкой на балансире;

– рекомендованные характеристики рабочего процесса станков-качалок позволяют снизить энергопотребление привода штангового скважинного насоса.

– методика математического и графического моделирования рабочего процесса привода штангового скважинного насоса позволила разработать инженерную методику расчета всех видов станков-качалок.

Личный вклад соискателя. Соискателем разработана графическая и математическая модели рабочего процесса исследуемых станков-качалок; схемы станков-качалок с гибкой связью шатуна с балансиrom и с гибкой связью шатуна с балансиrom и поворотной головкой на балансире; методика математического и графического моделирования рабочего процесса исследуемого привода штангового скважинного насоса; получены характеристики рабочего процесса исследуемых станков-качалок, позволяющие создавать новое энергосберегающее оборудование

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены и обсуждены на международных научно-практических конференциях: «Региональные проблемы безопасности жизнедеятельности», Казахская Головная Архитектурно-Строительная Академия (г. Алматы, 2007 г.); «Проблемы инновационного развития нефтегазовой индустрии», Казахстанский Британский Университет (г. Алматы, 2009 г.); «Инновационные и наукоемкие технологии в строительной индустрии», Казахская Головная Архитектурно-Строительная Академия (г. Алматы, 2010 г.); «Теория и практика в физико-математических науках» (г. Лондон, 2012 г.).

Полнота отражения результатов диссертации в публикациях. Основные материалы диссертации опубликованы в 22 научных статьях в изданиях ближнего и дальнего зарубежья.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы. Объем диссертации – 154 страницы, включающих 14 таблиц, 27 рисунков, библиографический список из 107 наименований и 4 приложения.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цель, задачи исследований, научные положения, научная новизна и практическая значимость работы.

В первой главе приведен обзор конструкций станков-качалок и обоснование выбора оборудования, принятого к исследованию.

На основании выявленных недостатков длинноходовых станков-качалок с рабочим органом в виде канатного барабана и цепных станков-качалок с рабочим органом в виде приведенной замкнутой тяговой цепи показано преимущество применения привода штангового насоса с увеличенной длиной хода балансирных станков-качалок.

Для разработки конструкции и исследования рабочего процесса балансирных приводов штанговых скважинных насосов с длиной хода, увеличенной до 6 м, приняты следующие типы приводов с двуплечим балансиrom:

- станок-качалка традиционной конструкции;
- станок-качалка с гибкой связью шатуна с балансиrom;
- станок-качалка с гибкой связью шатуна с балансиrom и поворотной головкой на переднем плече балансира.

Целью исследования последних двух типов станков-качалок явилось установление возможности улучшения характеристик этого оборудования с включением в их схему новых структурных элементов, такие как поворотная головка на переднем плече балансира.

Во второй главе проведен анализ конструкций исследуемых приводов штанговых скважинных насосов: станок-качалка традиционной конструкции, привод штангового скважинного насоса с гибкой связью шатуна с балансиrom, конструкция станка-качалки с гибкой связью шатуна с балансиrom и поворотной головкой, а также конструкция передач станков-качалок.

Уменьшение высоты и длины привода штангового скважинного насоса позволило сделать его более компактным по сравнению с приводами штанговыми насосами традиционной конструкции.

В третьей главе рассмотрены особенности работы станков-качалок, обоснован метод исследования, разработаны расчетные схемы, приведены конструктивные параметры станков-качалок, разработана методика моделирования движения звеньев механизмов станков-качалок, определен радиус кривошипа и построен профиль поворотной головки балансира.

На основе анализа особенностей конструкции и работы станков-качалок, принятых к исследованию, выявлено, что известные расчетные

зависимости, полученные для станков-качалок традиционной конструкции (рис. 1, схема *а*), не учитывают отличий, характерных для схем с гибкой связью шатуна с балансиром, а также с поворотной головкой на переднем плече балансира и не могут быть применены для расчетов и установления характеристик станков – качалок всех рассматриваемых схем, где расчетные зависимости для определения параметров и характеристик рабочего процесса станков – качалок схем *б* и *в*, не установлены. Воспроизведено относительное расположение звеньев механизма станка-качалки в 24-х положениях кривошипа, соответствующего процессу их взаимосвязанного движения с последовательным отображением всего цикла работы станка-качалки и выполнены расчеты силового анализа в этих положениях.

Разработаны расчетные схемы (рис. 1) и система уравнений силового анализа работы станков – качалок рассматриваемых типов при кривошипном и комбинированном уравнивании сил, учитывающие их конструктивные особенности.

Разработан метод построения относительного расположения звеньев и определения текущих значений переменных параметров механизмов станков – качалок в течение цикла работы с помощью:

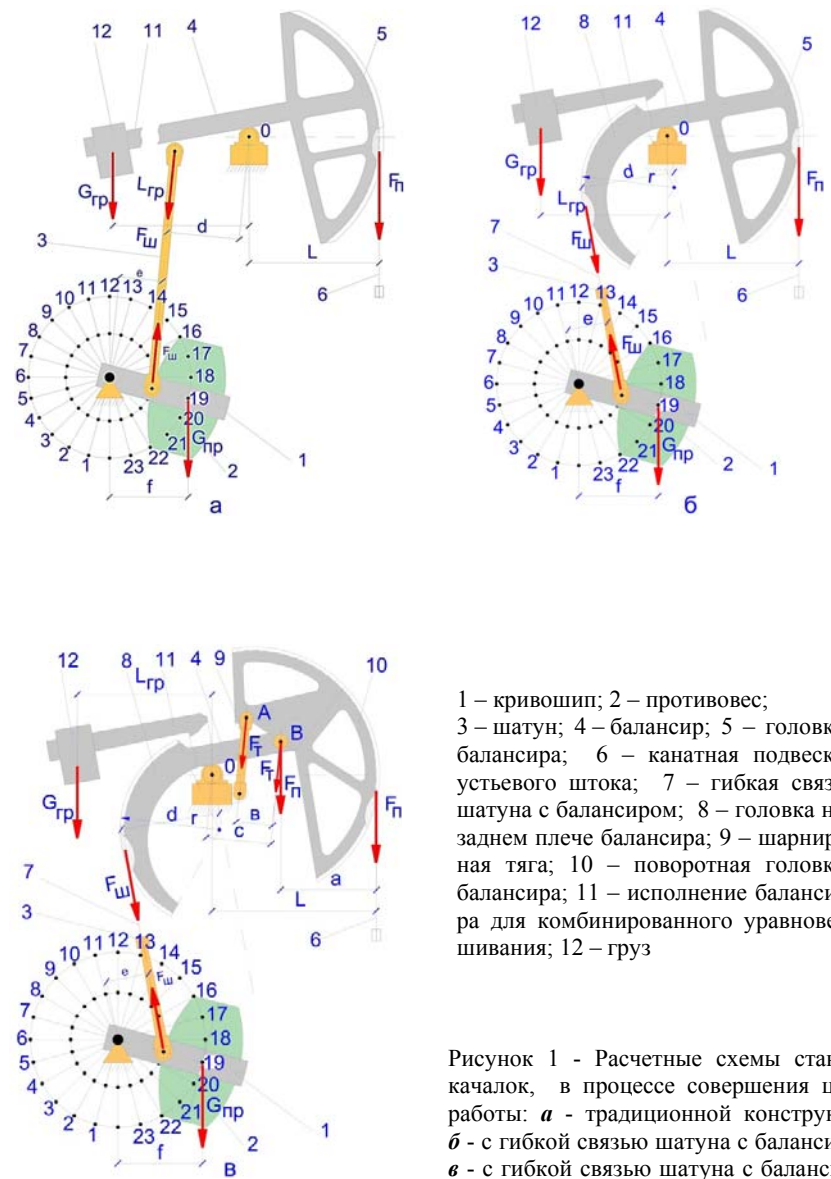
- графической модели – для станка-качалки традиционной конструкции по схеме *а*;
- графической модели, дополненной физическими моделями балансира с профильной головкой на заднем плече, шатуна и гибкой связи шатуна с балансиром – для станка-качалки по схеме *б*;
- графической модели с дополнением, принятым для исследования рабочего процесса станка – качалки по схеме *б*, дополненной графическими моделями поворотной головки и тяги ее поворота – для схемы *в*.

Разработка моделей движения звеньев станков-качалок требует соблюдения обязательного требования: выбором радиуса кривошипа должна обеспечиваться заданная длина хода.

Разработан метод построения относительного расположения звеньев и определения текущих значений переменных параметров механизмов станков-качалок в течение цикла работы с помощью графического моделирования схем *а*, *б*, *в*.

В связи с этим, разработанные модели дополнены графическими методиками:

- определения длины кривошипа, обеспечивающей заданный угол поворота балансира и, соответственно, заданную длину хода канатной подвески станков-качалок схем *б* и *в* и гибкой связи в течение цикла работы;



1 – кривошип; 2 – противовес;
3 – шатун; 4 – балансир; 5 – головка балансира; 6 – канатная подвеска устьевого штока; 7 – гибкая связь шатуна с балансиром; 8 – головка на заднем плече балансира; 9 – шарнирная тяга; 10 – поворотная головка балансира; 11 – исполнение балансира для комбинированного уравнивания; 12 – груз

Рисунок 1 - Расчетные схемы станков-качалок, в процессе совершения цикла работы: *а* - традиционной конструкции, *б* - с гибкой связью шатуна с балансиром, *в* - с гибкой связью шатуна с балансиром и поворотной головкой на балансире

– профиля поворотной головки станка-качалки схемы *в*, ее размеров, обеспечивающих постоянство расположения граничной точки контакта канатов подвески с опорно-направляющим желобом поворотной головки, при опускании и подъеме подвески на постоянной высоте расположения оси качания балансира по вертикали, и одновременном переносном движении шарнира.

Расчетная схема определения радиуса кривошипа, соответствующего этому условию, представлена на рисунке 2. На схеме изображен балансир с головкой на его заднем плече в двух крайних положениях, соответствующих расположению кривошипа по радиусам $ДВ$ и $ДВ_1$. Траектория перемещения шарнира крепления шатуна на кривошипе представлена окружностью с центром $Д$ и радиусом кривошипа $R_{кр}$. Положение шатуна и гибкой связи шатуна с балансиrom соответствует линии $АВ$ – в крайнем верхнем положении правого плеча балансира и линии $А_1С_1В_1$ – в крайнем нижнем положении этого плеча. Линия центров сечений каната на его участке, огибающем головку на заднем плече балансира, отображена дугой окружности $А_1С_1$ (в верхнем положении правого плеча – $АС$) длиной l_0 с центром K_1 (K), центральным углом α_0 и радиусом R_0 .

Согласно этой схеме в крайнем верхнем положении правого плеча балансира, имеющем место при расположении гибкой связи и шатуна по прямой $АВ$, проходящей через центр вращения кривошипа $Д$, имеем:

$$AB = AE + 2R_{кр}, \quad (1)$$

где AE – длина участка гибкой связи и шатуна, расположенного между точкой A сбег с головки заднего плеча и точкой E пересечения траектории шарнира крепления шатуна на кривошипе.

Так как при повороте балансира суммарная длина гибкой связи и шатуна сохраняется, то

$$AB = A_1B_1. \quad (2)$$

Однако, в крайнем нижнем положении правого плеча балансира

$$A_1B_1 = A_1C_1 + C_1B_1 = C_1B_1 + l_0.$$

Исходя из этого, получим

$$C_1B_1 = A_1B_1 - l_0 = AB - l_0 = AE + 2R_{кр} - l_0, \quad (3)$$

$$2R_{кр} = C_1B_1 - AE + l_0,$$

или после прибавления к C_1B_1 и AE одинаковой величины $R_{кр}$,

$$2R_{кр} = (C_1B_1 + R_{кр}) - (AE + R_{кр}) + l_0 = C_1D - AD + l_0.$$

На основании этого, получаем:

$$R_{кр} = \frac{C_1D - AD + l_0}{2}, \quad (4)$$

где длина дуги каната на головке заднего плеча балансира

$$l_0 = \pi \cdot R_0 \cdot \frac{\alpha_0}{180^\circ}. \quad (5)$$

Угол α_0 определяется графически проведением из центров дуги K и K_1 в ее крайних положениях перпендикуляров KA и K_1A_1 к касательным DA и DC_1 .

После задания координат расположения центра $Д$ вращения кривошипа относительно центра O качания балансира по горизонтали и по вертикали, радиуса R_0 , координат точки S относительно точки O (вдоль балансира и перпендикулярно балансиру) и угла β определяются графически отрезки AD и C_1D для крайних положений балансира и угол α_0 , и по формулам (4) и (5) вычисляется $R_{кр}$.

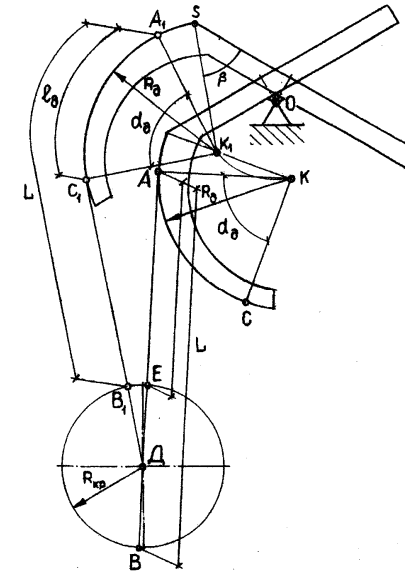


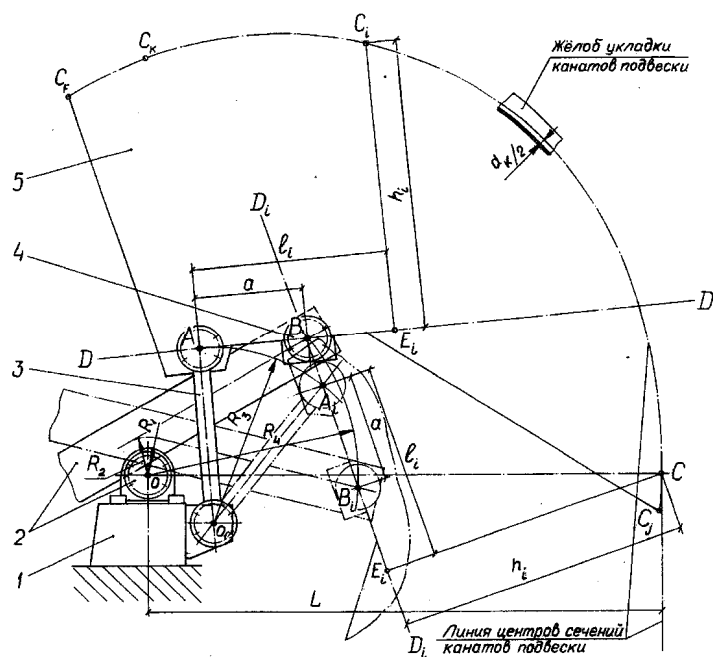
Рисунок 2 – Расчетная схема для определения радиуса кривошипа

Радиусы кривошипов исследуемых станков-качалок по схемам *б* и *в* определены по разработанной методике.

Поворотная головка, устанавливаемая на переднем плече станка-качалки по схеме *в*, осуществляет сложное движение, одновременными составляющими которого являются:

- возвратно-поворотное движение головки вокруг центра ее вращения, расположенного на балансире;
- переносное перемещение в результате возвратно-поворотного движения центра вращения головки, расположенного на балансире, вокруг центра качания балансира.

Обе составляющие неразрывно взаимосвязаны между собой, так как при повороте балансира относительно центра его качания происходит одновременный поворот головки с помощью шарнирной тяги, один шарнир которой закреплен на головке, а второй – установлен на неподвижной корпусной стойке (рис. 3).



1 – стойка; 2 – опора балансира и балансир; 3 – тяга шарнирная;
4 – шарнир головки поворотной; 5 – головка поворотная

Рисунок 3 – Построение профиля поворотной головки

Определение профиля основано на построении ряда положений линии центров шарниров головки *A*, в пределах полного угла ее поворота, определении в этих положениях координат постоянной точки *C* сбегания или набегания каната на поворотной головке относительно этой линии центров в виде длин отрезков *AE* и *CF*, перенесении этих отрезков на линию *D – D*, переходящую через точки *A*, *B* в верхнем положении поворотной головки и проведении плавной кривой через полученные таким образом точки *C*. Эта кривая и определяет профиль расположения центров сечений канатов подвески, уложенных в опорный с желоб поворотной головки, профиль и размеры, которые обеспечивают выполнение второго условия.

Основными требованиями к построению профиля являются следующие:

- профиль должен быть плавным, исключая возможность скачков и колебаний скорости канатной подвески, а также смещения в радиальном направлении.
- граничная точка контакта канатов подвески с днищем опорно-направляющего желоба в процессе движения головки должно быть неизменным.

В четвертой главе приведены результаты исследования на моделях и расчетов геометрических и силовых параметров станков-качалок схем *а*, *б*, *в* и установлены их текущие значения в процессе цикла работы, представленные на рисунках 4 – 7, на которых буквами *а*, *б*, *в* отмечены данные, относящиеся к соответствующему типу станка-качалки. По оси ординат графиков представлены значения силовых параметров в виде отношения крутящего момента к величине тягового усилия станка-качалки. По оси абсцисс обозначено положения кривошипа, для которых произведены исследования параметров и выполнены расчеты: слева направо – при рабочем ходе, а справа налево – при холостом.

Моменты нагрузки канатной подвески на балансире (рис. 4) станков-качалок (схема *а* и *б*) при кривошипном уравнивании различны при рабочем и холостом ходах и имеют постоянную величину, соответствующую постоянной длине переднего плеча балансира.

Момент нагрузки на балансире у станка-качалки по схеме *в* постепенно снижается в период совершения рабочего хода. При холостом ходе момент нагрузки повышается в результате поворота головки на переднем плече балансира и увеличения плеча приложения к ней нагрузки тяги поворота. При комбинированном уравнивании значительная часть момента на балансире уравнивается моментом силы тяжести противовеса, установленного на заднем плече балансира.

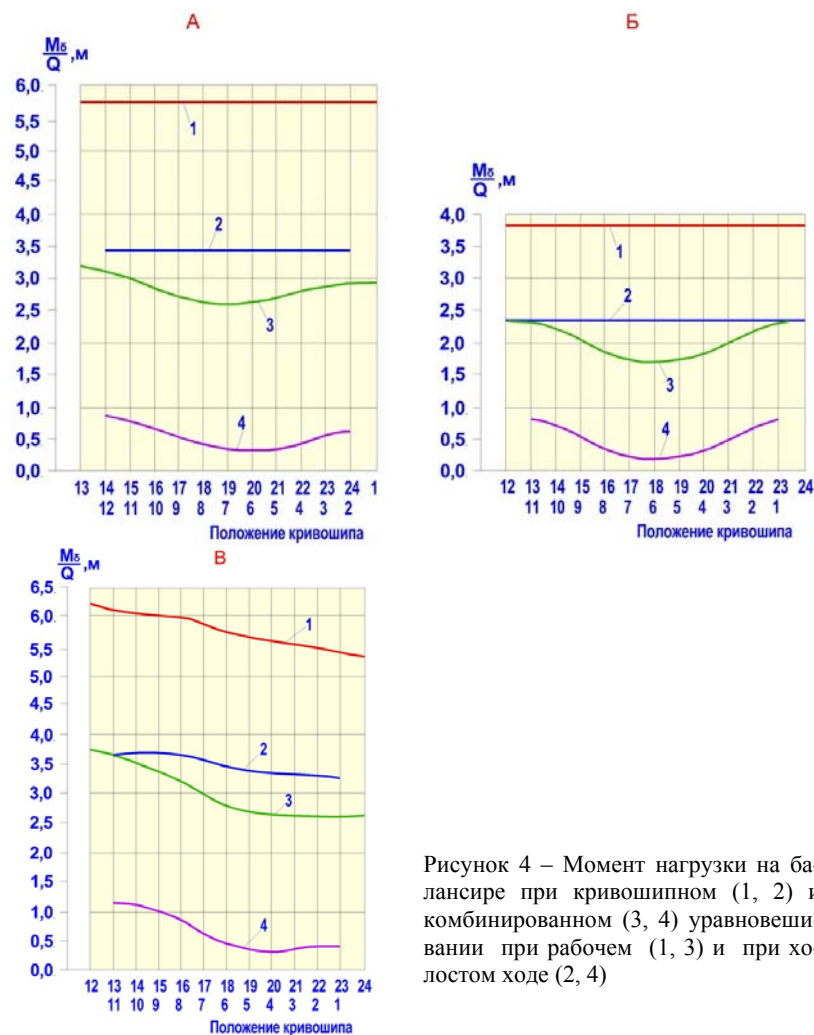


Рисунок 4 – Момент нагрузки на балансирах при кривошипном (1, 2) и комбинированном (3, 4) уравновешивании при рабочем (1, 3) и при холостом ходе (2, 4)

Поэтому суммарный момент нагрузки на балансирах при этом виде уравновешивания значительно меньше по величине, чем при уравновешивании кривошипном, и для его зависимости от положений кривошипа характерно наличие минимума в средней части рабочего и холостого ходов.

Меньшие, чем у станка по схеме *а*, значения момента нагрузки на балансирах станка-качалки по схеме *б* обусловлены меньшей конструк-

тивной длиной переднего плеча балансира последнего. Наибольшие значения этого момента, характерные для станка-качалки по схеме *в*, обусловлены наибольшей нагрузкой на переднее плечо балансира от усилия в шарнире поворотной головки, слагаемого из тягового усилия канатной подвески и нагрузки на тягу поворота головки.

Нагрузка на шатуне (рис. 5) станка-качалки по схеме *а* в процессе совершения рабочего и холостого хода в начале снижается, а затем возрастает. В связи с переменной величиной радиуса желоба укладки канатов гибкой связи на головке заднего плеча балансира станков-качалок схем *б* и *в*, уменьшающейся в процессе рабочего и возрастающей при

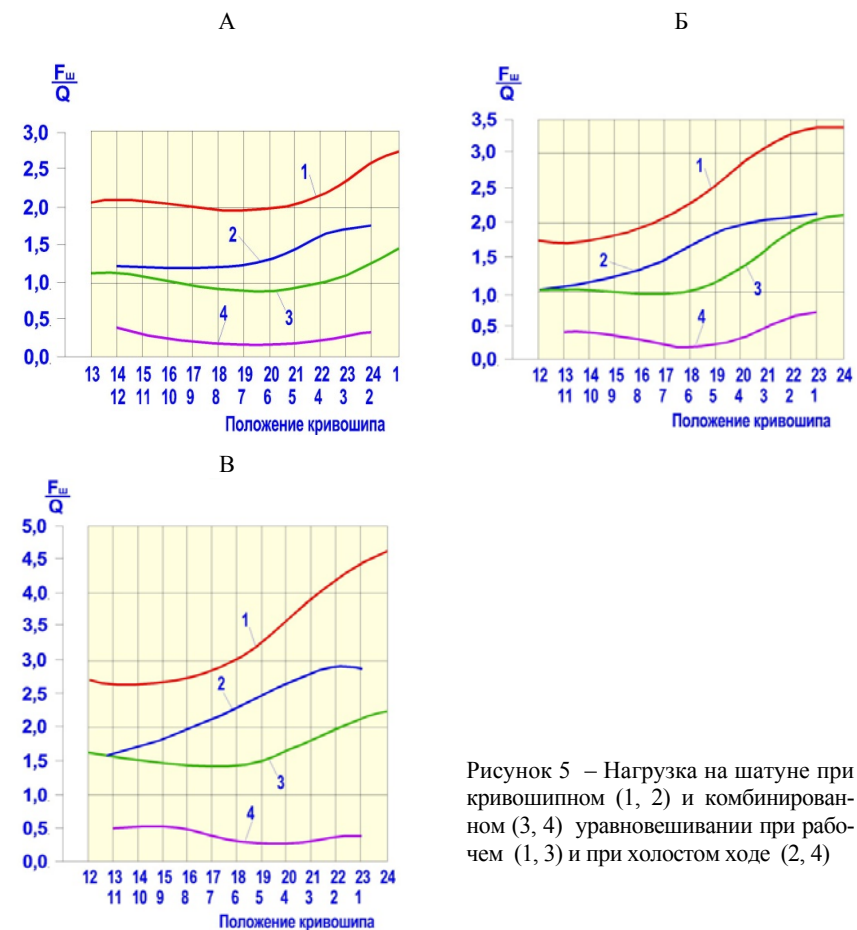


Рисунок 5 – Нагрузка на шатуне при кривошипном (1, 2) и комбинированном (3, 4) уравновешивании при рабочем (1, 3) и при холостом ходе (2, 4)

холостом ходе и соответствующим изменением плеча приложения нагрузки к заднему плечу балансира, для станков-качалок схем **б** и **в** при кривошипном уравнивании характерно возрастание нагрузки на шатуне при рабочем ходе и снижение ее по мере совершения холостого хода, более значительные у станка по схеме **в** в связи с дополнительным влиянием большей величины момента на балансирах.

В связи с этими особенностями различие нагрузок на шатуне в начале и в конце рабочего и холостого ходов, обусловленное для станка-качалки по схеме **а** дезаксиальной схемой кривошипно-шатунного механизма, весьма небольшое, у станков-качалок схем **б** и **в** - значительно больше. Переход на комбинированное уравнивание приводит к значительному снижению нагрузок на шатуне и к образованию минимума этой нагрузки в процессе рабочего и холостого ходов, для которой характерно создание максимума уравнивающего момента от силы тяжести противовеса на балансирах. В связи с переменной величиной заднего плеча балансира, нагрузка на шатуне станка-качалки по схеме **б** и **в** больше, чем у станка-качалки по схеме **а** в результате дополнительного влияния гибкой связи шатуна с балансирами и поворотной головки на переднем плече балансира.

Для составляющих момента нагрузки на кривошипе от усилия канатной подвески (рис. 6) и от силы тяжести установленного на кривошипе противовеса (рис. 7) характерно начальное возрастание, достижение максимума в средней части и снижение во второй половине рабочего, холостого ходов, в соответствии с аналогичными изменениями плеч приложения этих нагрузок к кривошипу, и затем весьма значительное уменьшение величины при переходе от кривошипного уравнивания к комбинированному.

Из практики известно, что в результате кратковременности действия отрицательно направленного момента и инерционности системы масс привода существенного увеличения скоростей движения звеньев станка-качалки не наблюдается. Переход на комбинированное уравнивание уменьшает величину отрицательно направленного момента на кривошипе в этой части цикла работы, но полностью его не исключает.

Наибольшие нагрузки на шатуне в рычажной системе характерны для станка-качалки по схеме **в** (рис. 5). Значительно меньшими нагрузками отличается станок-качалка по схеме **а**. Однако, наименьшими значениями максимального и среднеквадратичного момента нагрузки на кривошипном валу отличается станок-качалка по схеме **в**, наибольшими максимальными – станок-качалка по схеме **б**, наибольшими среднеквадратичными – станок-качалка по схеме **а** (таблица 1).

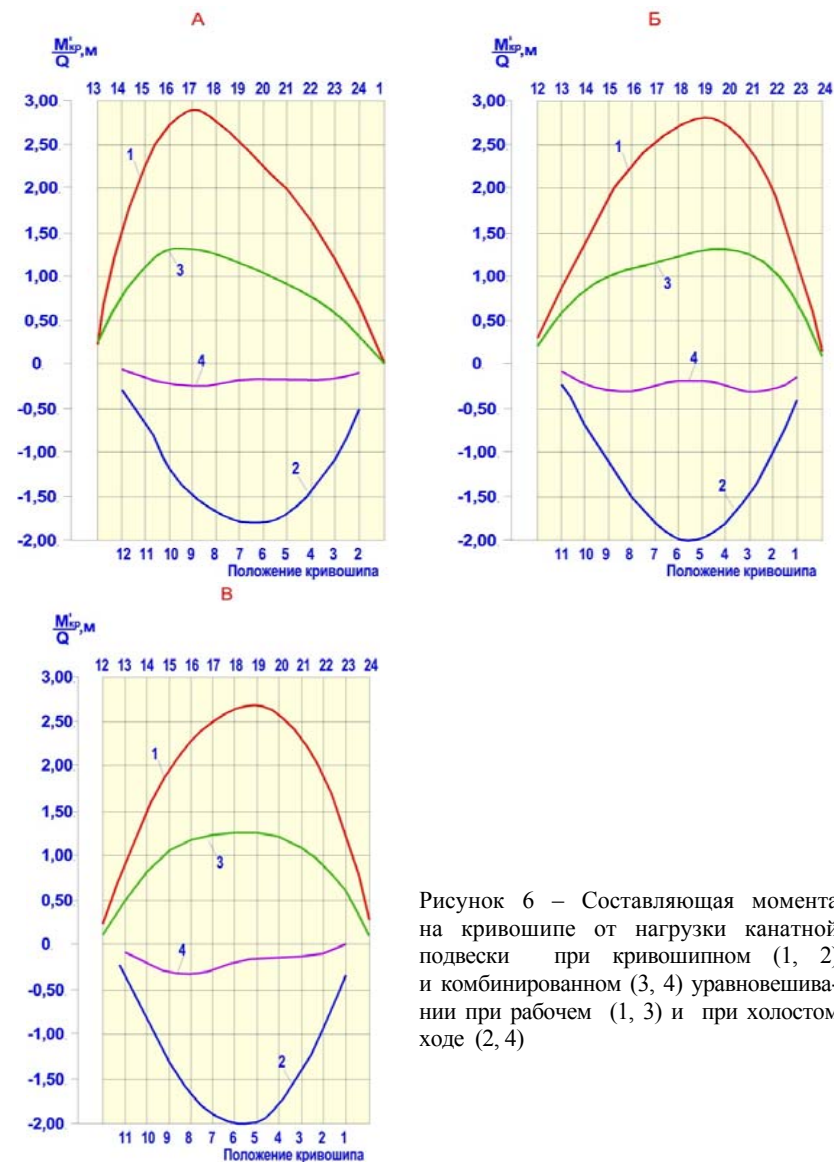


Рисунок 6 – Составляющая момента на кривошипе от нагрузки канатной подвески при кривошипном (1, 2) и комбинированном (3, 4) уравнивании при рабочем (1, 3) и при холостом ходе (2, 4)

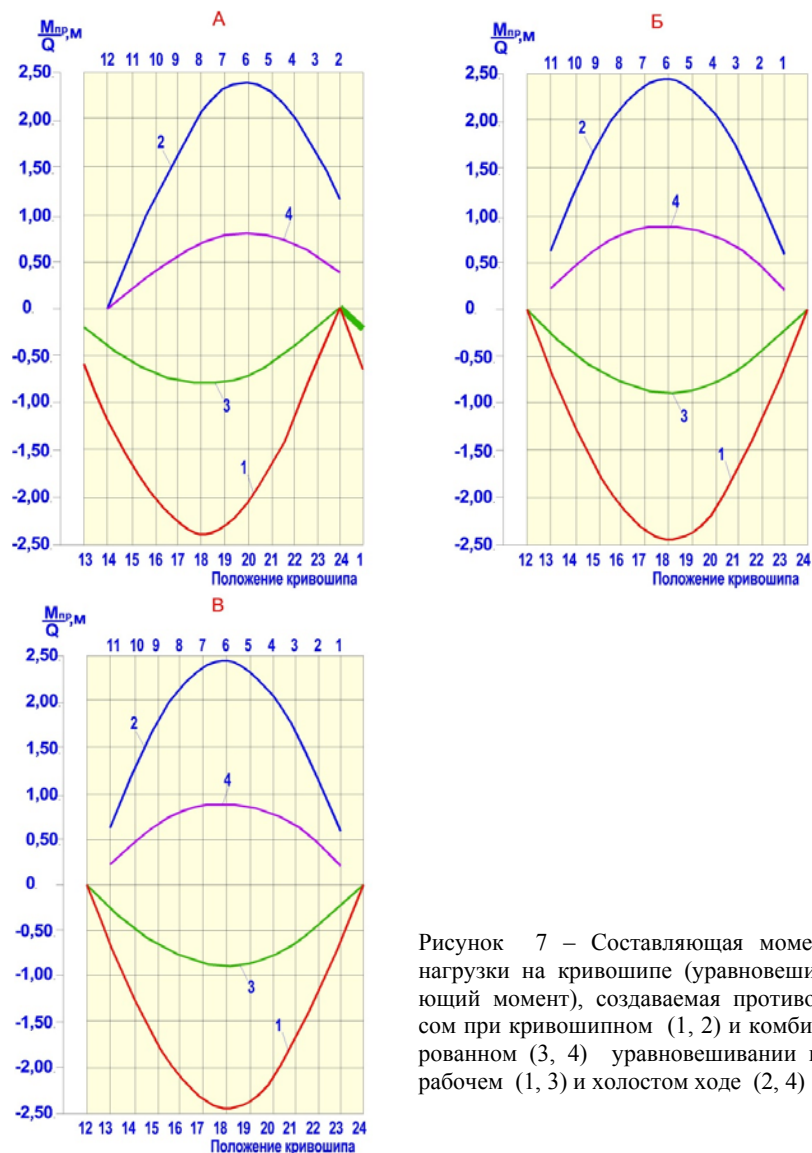


Рисунок 7 – Составляющая момента нагрузки на кривошипе (уравновешивающий момент), создаваемая противовесом при кривошипном (1, 2) и комбинированном (3, 4) уравновешивании при рабочем (1, 3) и холостом ходе (2, 4)

Таблица 1 – Характеристика суммарных моментов нагрузки на кривошипном валу

Максимальные величины суммарных моментов (кН·м)				
Схема станка-качалки	Кривошипное уравновешивание		Комбинированное уравновешивание	
	Рабочий ход	Холостой ход	Рабочий ход	Холостой ход
<i>a</i>	0,683	0,668	0,605	0,652
<i>b</i>	0,716	0,601	0,632	0,716
<i>в</i>	0,633	0,519	0,485	0,616
Среднеквадратичные значения суммарных моментов (кН·м)				
<i>a</i>	0,470		0,453	
<i>b</i>	0,428		0,428	
<i>в</i>	0,406		0,406	

Среднеквадратичные значения моментов на кривошипном валу для станков-качалок схем *b* и *в* при кривошипном и при комбинированном уравновешивании одинаковы, так как независимо от способа уравновешивания совершается одинаковая работа. Некоторое уменьшение среднеквадратичного момента при переводе на комбинированное уравновешивание станка-качалки по схеме *a* обусловлено сокращением фазы рабочего процесса, характеризующейся отрицательным направлением момента нагрузки на кривошипе и, соответственно, затрат энергии противовесом.

Установление расчетных значений среднеквадратичных моментов на кривошипном валу для размерных рядов исследуемых станков-качалок схем *a* и *b* с различной длиной хода характерных для аналогичных схем позволило установить полное соответствие установленных мощностей. Это позволило распространить вывод о корректности использования метода графического моделирования и для расчета характеристик станков-качалок схемы *в*, не имеющих аналогов.

В работе определены расчетные значения максимальной нагрузки на шатуне, среднеквадратичного и максимального моментов на валу кривошипов, мощности электродвигателя в зависимости от тягового усилия, задаваемого в диапазоне от 60 до 200 кН при заданных длинах ходов от 3,0 до 7,5 м и частоте оборотов, равной 6 мин⁻¹, необходимые для выполнения прочностных расчетов механизмов, подбора редукторов и электродвигателей и практического проектирования станков-качалок с заданными значениями этих параметров.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В результате выполненных исследований решена актуальная задача по обоснованию параметров и разработке конструкции энергосберегающего привода штангового скважинного насоса. По результатам диссертационной работы можно сделать выводы:

1. На основе анализа особенностей работы и конструкции, принятых к исследованию станков-качалок, показано, что известные расчетные зависимости, полученные для станков-качалок традиционной конструкции (схема *а*), не учитывают отличий, характерных для схем с гибкой связью шатуна с балансиром (схема *б*), а также с поворотной головкой на балансирах (схема *в*), и не могут быть применены для расчетов и установления характеристик станков-качалок всех рассматриваемых схем.

2. Предложен общий метод определения параметров и характеристик работы рассматриваемых схем, основанный на определении текущих значений нагрузок на звенья механизма в процессе совершения рабочего цикла при заданной внешней нагрузке в виде тягового усилия канатной подвески.

3. Разработаны расчетные схемы и уравнения силового взаимодействия при работе станков-качалок при кривошипном и комбинированном уравнивании, учитывающие их конструктивные особенности, параметры и работу звеньев в процессе всего цикла.

4. Выполнены исследования на моделях и расчеты геометрических и силовых параметров станков-качалок схем *а*, *б*, *в* и установлены их текущие значения в процессе цикла работы.

5. Получены расчетные формулы и значения расчетных коэффициентов для определения среднеквадратичных и максимальных моментов на валу кривошипов, максимальной нагрузки на шатуне, расчетной мощности электродвигателя параметрических рядов станков-качалок схем *а*, *б* и *в*, позволяющие установить расчетные значения этих характеристик при любых заданных значениях тягового усилия, длины хода и частоты ходов канатной подвески.

6. Методика исследований станков-качалок с гибкой связью шатуна с балансирами, а также с поворотной головкой на переднем плече балансира, может быть рекомендована для создания высокоэффективного ресурсосберегающего оборудования.

7. Рекомендовано применение станков-качалок по схемам *б* и *в* с гибкой связью шатуна с балансирами и профильной головкой на заднем плече балансира вместо станков-качалок распространенной рычажной схемы *а*, которые позволяют исключить изменение направления дей-

ствия нагрузок в кинематической цепи привода, негативно влияющих на ресурс и межремонтный период работы. Предлагаемые схемы позволяют снизить энергопотребление до 13 кВт/час.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ:

1. Сейдалиев, Т.О. Правовые вопросы охраны труда при использовании нефтегазового оборудования (на примере привода штангового насоса) [Текст] / Т.О. Сейдалиев // Инновационные технологии в строительной индустрии. Мат. Межд. научно-практ. конф. Казахский Головной Архитектурно-строительная Академия. – Алматы, 2008. – С. 243–246.

2. Сейдалиев, Т.О. Профилирование головки балансира ресурсосберегающего привода штангового скважинного насоса. [Текст] / Т.О. Сейдалиев, Ю.Н. Курляндский, Т.К. Ахмеджанов // Природопользование и проблемы антропосферы. Вестник ТарГУ. Вып. №2 (30). – Тараз, 2008. – С. 295–299.

3. Сейдалиев, Т.О. Ресурсосберегающий привод штангового скважинного насоса. [Текст] / Т.О. Сейдалиев, Ю.Н. Курляндский // Природопользование и проблемы антропосферы. Вестник ТарГУ. Вып. №2 (30). – Тараз, 2008. – С. 287–294.

4. Сейдалиев, Т.О. Расчет ресурсосберегающего привода штангового скважинного насоса [Текст] / Т.О. Сейдалиев, Т.К. Ахмеджанов, Ю.Н. Курляндский // Проблемы инновационного развития нефтегазовой индустрии. Нефтяное дело. Сб. мат. Межд. научно-практ. конф. Казахстанско-Британский Технический Университет. – Алматы, 2009. – С. 167–172.

5. Сейдалиев, Т.О. Моделирование при расчете параметров ресурсосберегающего привода штангового скважинного насоса. [Текст] / Т.О. Сейдалиев, Т.К. Ахмеджанов, Ю.Н. Курляндский // Проблемы инновационного развития нефтегазовой индустрии. Нефтяное дело. Сб. мат. Межд. научно-практ. конф. Казахстанско-Британский Технический Университет. – Алматы, 2009. – С. 163–167.

6. Сейдалиев, Т.О. Особенность эксплуатации скважин при работе с погружными центробежными электронасосами. [Текст] / Т.О. Сейдалиев // Вестник КАЗГАСА. Вып. том.3 (33). – Алматы, 2009. – С. 163–167.

7. Сейдалиев, Т.О. Мероприятия по безопасности эксплуатации скважинными центробежными насосами. [Текст] / Т.О. Сейдалиев //

Инновационные и наукоемкие технологии в строительной индустрии. Сб. мат. Межд. научно-прак. конф. Казахская Головная Архитектурно-строительная Академия. – Алматы, 2010. – С. 173–175.

8. **Сейдалиев, Т.О.** Метод исследования для расчетов действующих нагрузок в механизмах станков-качалок в течение всего цикла работы. [Текст] /Т.О. Сейдалиев, Ю.Н. Курляндский // Горный журнал Казахстана. Научно-технич. и производ. журн. Вып. №5. – Алматы, 2011. – С. 32–34.

9. **Сейдалиев, Т.О.** Моделирование движения звеньев привода станка-качалки для выполнения прочности и других расчетов. [Текст] / Т.О. Сейдалиев, Ю.Н. Курляндский // Горный журнал Казахстана. Научно-технич. и производ. журн. Вып. №6. – Алматы, 2011. – С. 16–21.

10. **Сейдалиев, Т.О.** Изучение и выбор конструктивных схем станков-качалок для разработки методики определения и исследования характеристик их работы. [Текст] / Т.О. Сейдалиев // Вестник КАЗГАСА. Вып. № 3–4 (41–42). – Алматы, 2011. – С. 81–85.

11. **Сейдалиев, Т.О.** Длинноходовые скважинные установки с различными приводами и их достоинства и недостатки. [Текст] / Т.О. Сейдалиев, С.С. Усупов // Известия вузов. Научн. Жур. Вып. №1. – Бишкек, 2012. – С. 40–43.

12. **Сейдалиев, Т.О.** Сравнительный анализ характеристик работы станков качалок. [Текст] /Т.О. Сейдалиев // Известия вузов. Научн. Жур. Вып. №1. – Бишкек, 2012. – С. 18–21.

13. **Сейдалиев, Т.О.** Достоинства и недостатки распространенных конструкции балансирных приводов штанговых скважинных насосных установок (ШСНУ). [Текст] /Т.О. Сейдалиев, С.С. Усупов // Наука и новые технологии. Республиканский научно-теоретический журнал. Вып. № 2. – Бишкек, 2012. – С. 9–11.

14. **Сейдалиев, Т.О.** Размерные ряды разработанных конструкции станков-качалок и их характеристики. [Текст] / Т.О. Сейдалиев, Ю.Н. Курляндский // Наука и новые технологии. Республиканский научно-теоретический журнал. Вып. № 2. – Бишкек, 2012. – С. 32–36.

15. **Сейдалиев, Т.О.** Расчетная схема определения радиуса кривошипа и построение профиля поворотной головки балансира. [Текст] / Т.О. Сейдалиев, С.С. Усупов // Горный журнал Казахстана. Научно-технич. и производ. журн. Вып. №9. – Алматы, 2012. – С. 14–16.

16. **Сейдалиев, Т.О.** Анализ момента нагрузки канатной подвески на кривошипе, создаваемой противовесом станка-качалки при кривошипном и комбинированном уравнивании при рабочем и холостом ходе. [Текст] / Т.О. Сейдалиев // Вестник КРСУ. Науч. журн. Вып. №7, том 12. – Бишкек, 2012. – С. 172–177.

17. **Сейдалиев, Т.О.** Анализ закономерности изменения на балансира и шатуне станков-качалок при кривошипном и комбинированном уравнивании при рабочем и холостом ходе. [Текст] / Т.О. Сейдалиев // Вестник КРСУ. Науч. журн. Вып. №7, том 12. – Бишкек, 2012. – С. 178–181.

18. **Сейдалиев, Т.О.** Расчетная схема определения радиуса кривошипа и построение профиля поворотной головки балансира. [Текст] /С.С. Усупов, Т.О. Сейдалиев // «Theory and practice in the physical, mathematical and technical sciences» Materials digest of the XXIV International Scientific and Practical Conference and the I stage of Research Analytics Championship in the physical. - London, May 3-May 13, 2012. - С. 93-95.

19. **Сейдалиев, Т.О.** Конструктивные особенности станков-качалок с цепным приводом, оптимизация работы. [Текст] /Т.О. Сейдалиев, Ю.Н. Курляндский, Усупов С.С.// Международный научный журнал «Вестник Казахско-Британского Технического Университета» №1 (20). – Алматы, 2012. - С. 74-79.

20. **Сейдалиев, Т.О.** Принципы работы привода станка-качалки с гибкой связью шатуна с балансиром и особенности его конструкции. [Текст] / Б.Н.Нурмаханов, Т.О.Сейдалиев, И.С.Тилегенов // Научный журнал «Вестник ТарГУ» №2 Тараз 2012. - С.124– 127.

21. **Сейдалиев, Т.О.** Усовершенствование конструкции станка-качалки с гибкой связью шатуна с балансиром и поворотной головкой. [Текст] / И.С.Тилегенов, Б.Н.Нурмаханов, Т.О.Сейдалиев // Научный журнал «Вестник ТарГУ» №2 Тараз 2012. - С. 128– 133.

22. **Сейдалиев, Т.О.** Расчетная оценка качества конструкции привода штангового насоса. [Текст] / Т.О. Сейдалиев, Б.Н. Нурмаханов, И.С. Тилегенов // Научный журнал «Вестник ТарГУ» №2 Тараз 2012. - С. 133– 140.

Сейдалиев Талгат Орынбасаровичтин техникалык илимдер кандидаты даражасына ээ болуу үчүн, 05.05.06 – «Тоо-кен унаалары» кесипчилигине тиешелүү «Сүнгүлүү куялык соркыскычтын энергия сактоочу иштеткичтин конструкциясын иштеп чыгаруу жана өлчөм мүнөздөгүчтөрүн негиздөө» темасында жазылган диссертациянын
КЫСКАЧА МАЗМУНУ

Ачкыч сөздөр: сүнгүлүү куялык соркыскыч, термелме-тес, тээк теңдөөчү менен, эсептөө моделдери, теңдөөчү орнотмо, графикалык моделдөө, тээктин ийкемдүү байланышы, бурулма башча.

Изилдөө объекти – адаттык конструкциялуу эки ииндүү теңдөөчтөрү менен иштеткичтер, тээк теңдөөч менен ийкемдүү байланыштуу, тээк теңдөөч менен ийкемдүү байланыштуу жана теңдөөчтүн алдыңкы ийиненде орнотулган бурулма башчалуу адаттык конструкциялуу термелме-тестердин иштеткичтери.

Изилдөө максаты - сүнгүлүү куялык соркыскычтын энергия сактоочу иштеткичтин конструкциясын иштеп чыгаруу жана өлчөм мүнөздөгүчтөрүн негиздөө.

Изилдөө ыкмалары. Иш аткарууда келтирилген аркандуу доолду узун кыймылдуу иштеткичтүү жана кайра өзүнө бекитилген тартуучу чынжырлуу термелме-тестердин бар болгон конструкцияларынан артыкчылыктарын издеп табуу үчүн статистикалык талдоо ыкмалары колдонулган. Изилденүүчү термелме-тестердин мүнөздөмөлөрү жана иштөө артыкчылыктары графикалык моделдөө ыкмасы менен аныкталган.

Алынган жыйынтыктар жана жаңылыгы.

Ийкемдүү байланыштуу жана теңдөөчтүн алдыңкы ийиненде орнотулган бурулма башчалуу термелме-тестердин мүчөлөрүнүн өз ара аракеттешүүсүнүн математикалык жана графикалык моделдөө ыкмалары иштеп чыгарылды; тээк теңдөөч менен ийкемдүү байланыштуу термелме-тестердин берилген өтүү жолунун узундугун камсыздоо үчүн ийри муунактын радиусунун чоңдугун эсептөө жана бурулма башчаны профилдөө ыкмасы иштеп чыгарылды; аныкталды: тээк теңдөөч менен ийкемдүү байланыштуу жана ошондой эле ийкемдүү байланыштуу жана теңдөөчтүн алдыңкы ийиненде орнотулган бурулма башчалуу термелме-тестердин жумуш аткаруу артыкчылыктары аныкталды.

Колдонууга сунуштар. Энергосактоону камсыздоочу тээк теңдөөч менен ийкемдүү байланыштуу жана ошондой эле ийкемдүү байланыштуу жана теңдөөчтүн алдыңкы ийиненде орнотулган бурулма башчалуу термелме-тестердин конструкциялары ишке сиңирүү үчүн сунушталат.

Колдонуу тармагы: муунайгаз иштетүүчү мекемелер.

РЕЗЮМЕ

диссертации Сейдалиева Талгата Орынбасаровича на тему: «Обоснование параметров и разработка конструкции энергосберегающего привода штангового скважинного насоса» на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 – Горные машины

Ключевые слова: скважинный штанговый насос, станок-качалка, шатун с балансиrom, расчетные модели, балансирующая установка, графическое моделирование, гибкая связь шатуна, поворотная головка.

Объект исследования - приводы станков-качалок с двуплечим балансиrom традиционной конструкции, с гибкой связью шатуна с балансиrom, с гибкой связью шатуна с балансиrom и поворотной головкой на переднем плече балансира.

Цель исследования - обоснование параметров и разработка конструкции привода штангового скважинного насоса для уменьшения энергопотребления.

Методы исследования. В работе использованы методы статистического анализа для выявления преимуществ станков-качалок с длинноходовым приводом с приведенным канатным барабаном и замкнутой тяговой цепью перед существующими конструкциями. Методом графического моделирования определены характеристики и особенности работы исследуемых станков-качалок

Полученные результаты и новизна. Разработана методика математического и графического моделирования взаимодействия звеньев механизмов станков-качалок с гибкой связью шатуна с балансиrom и с поворотной головкой на переднем плече балансира; методика расчета величины радиуса кривошипа, необходимая для реализации заданной длины хода станков-качалок с гибкой связью шатуна с балансиrom и профилирования поворотной головки; установлены: особенности работы станков-качалок с гибкой связью шатуна с балансиrom, а также с гибкой связью шатуна с балансиrom и с поворотной головкой на переднем плече балансира;

Рекомендации по использованию. Для внедрения в практику рекомендуются конструкции станков-качалок с гибкой связью шатуна с балансиrom, а также с гибкой связью шатуна с балансиrom и с поворотной головкой на балансире, обеспечивающие энергосбережение по сравнению существующими станками-качалками.

Область применения: нефтегазодобывающие предприятия.

SUMMARY

disseretation of Seidaliyev Talgat Orynbasarovich on 05.05.06 – “Mining machinery” specialization by the theme: «Explanation of parameters and elaboration of construction of energy-saving device of deep-well pump drive»

Keywords: downhole sucker rod pump , pumping unit , connecting rod with rocker , computational models , balance- installation, graphical modeling, flexible connection rod , swivel head .

Objects of study . Drive pumping units with a two-arm rocker : traditional design, with flexible coupling rod with rocker with flexible coupling rod with rocker and swivel head on the front shoulder of the balance .

The purpose of the study. Substantiation of parameters and development of energy-efficient construction boom borehole pump drive to reduce energy consumption and increase equipment reliability .

Research methods. Statistical method revealed the advantages of pumping units with long stroke actuator with the above rope drum and closed traction chain over existing designs. Graphic method of modeling the characteristics and features of the test pumping units

Results and novelty .

- There're firstly represented the techniques for mathematical and graphical modeling the link interaction mechanisms of pumping units with flexible coupling rod with rocker and with a rotary head on the front shoulder of the balance ; calculating the radius of the crank required to implement a predetermined stroke length pumping units with flexible coupling rod with the balance ; profiling rotary head ;

- There're firstly set the features of pumping units with flexible coupling rod with a balance , as well as flexible coupling rod with rocker and with a rotary head on the front shoulder of the balance ;

Recommendations for use:

for incultation of schemes of pumping units with flexible coupling rod with a balance, as well as flexible coupling rod with rocker and a rotary head on beam, providing energy saving in comparison with the existing pumping unit, into production process.

Application field: oil and gas-producing enterprises.

Подписано в печать 24.05.2014. Формат 60×90 ¹/₁₆

Печать офсетная. Объем 1,5 п. л.

Тираж 100 экз. Заказ 295.

Отпечатано в типографии КРСУ.
720048, г. Бишкек, ул. Горького, 2.

Seidaliyev