

ГАЛИМУЛЛИН МИНИВАРИС ЛУТФУЛЛИНОВИЧ

**РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ  
ПОВЫШЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ  
СКВАЖИННЫХ ПЛУНЖЕРНЫХ НАСОСОВ**

Специальность 05.02.13 –«Машины, агрегаты и процессы»  
(Нефтегазовая отрасль)

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

**Уфа – 2004**

Работа выполнена на Октябрьском заводе нефтепромыслового оборудования АНК «Башнефть».

Научный руководитель      доктор технических наук, профессор  
Султанов Байрак Закиевич.

Официальные оппоненты:   доктор технических наук, профессор  
Нугаев Раис Янфурович;  
кандидат технических наук, доцент  
Зотов Алексей Николаевич.

Ведущая организация      НГДУ «Туймазанефть» АНК «Башнефть».

Защита диссертации состоится « 01 » апреля 2004 года в 15 час. 30 мин. на заседании диссертационного совета Д 212.289.05 при Уфимском государственном нефтяном техническом университете по адресу: 450062, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Автореферат разослан «    » \_\_\_\_\_ 2004 года.

Ученый секретарь  
диссертационного совета

Ибрагимов И.Г.

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

**Актуальность темы.** Основной фонд скважин в нефтяной промышленности эксплуатируется штанговыми скважинными насосными установками (ШСНУ) в течение многих лет. Основным исполнительным элементом установки является глубинный штанговый плунжерный насос. От надежности этого узла зависит экономическая эффективность нефтедобывающих предприятий. Поэтому повышение работоспособности скважинных плунжерных насосов является ключевой задачей для снижения себестоимости добываемой нефти.

Надежность скважинных плунжерных насосов за последние 10 лет существенно, возросла. Если межремонтный период (МРП) в большинстве нефтяных регионов не превышал 300 дней, то в настоящее время на передовых предприятиях МРП достиг 400 дней и больше. Это связано с использованием передовых технологий при изготовлении насосов и с улучшением приемов технической эксплуатации насосных установок. До настоящего времени в печати мало внимания уделяется вопросам восстановления ресурса плунжерных скважинных насосов, применяемых при добыче нефти. Этому актуальному вопросу посвящена диссертационная работа.

Во многих отраслях промышленности техническое обслуживание оборудования и восстановление его технической характеристики в процессе ремонта является неотъемлемой частью функционирования предприятий. В нефтедобывающей промышленности эти вопросы рассматриваются зачастую как второстепенные. Поэтому назрела проблема существенного повышения качества ремонтных работ, особенно на участках, непосредственно обеспечивающих надежное и бесперебойное функционирование скважинного нефтедобывающего оборудования.

**Цель диссертационной работы** – разработка способов централизованного восстановления и совершенствования скважинных штанговых плунжерных насосов на этапе технического обслуживания и ремонта на нефтедобывающих предприятиях.

**Задачи, решаемые в диссертационной работе:**

1. Анализ состояния эксплуатационного фонда нефтяных скважин, эксплуатируемых штанговыми скважинными насосными установками на примере АНК «Башнефть».
2. Выявление наиболее слабых узлов скважинных плунжерных насосов и анализ способов повышения ресурса в различных условиях их эксплуатации.
3. Аналитические исследования динамического нагружения узлов плунжерной насосной установки в процессе его функционирования в скважинных условиях и установление причин, вызывающих обрывы штанг в средней и нижней участках колонны.
4. Разработка способов восстановления ресурса скважинных плунжерных насосов путем совершенствования конструкции клапанных узлов и повышения качества плунжерной пары при ремонте.
5. Лабораторные исследования клапанных узлов скважинных плунжерных насосов для определения их надежности и работоспособности по утечкам через уплотнения запорного элемента.
6. Отработка технологии эксплуатации скважинных плунжерных насосов в промысловых условиях с целью определения их работоспособности и сопоставление полученных результатов с серийными насосами, выпускаемыми машиностроительными предприятиями.

**Научная новизна.**

1. Выявлены наиболее нагруженные уязвимые элементы плунжерных насосных установок при их эксплуатации в скважине, установлены причины обрывов штанг на среднем и нижнем участках колонны за счет действия ранее не учитываемых динамических нагрузок.

2. Путем теоретического анализа установлены динамические нагрузки, действующие на детали клапанных узлов и штанговую колонну скважинных насосов в течение рабочего цикла при ходе всасывания и нагнетания, связанные с запаздыванием движения плунжера по сравнению с ходом точки подвеса штанг.

Показано, что динамические нагрузки при возникновении гидравлического удара, действующего на запорные детали клапана и штанговую колонну, достигают 25 кН, что в некоторых случаях превышает статическую нагрузку.

3. Предложен теоретический способ определения динамических нагрузок при работе клапанного узла плунжерных насосов, основанный на расчете обратного гидравлического удара, возникающего при резком начальном ходе плунжера вверх.

4. Предложен оригинальный способ снижения динамических нагрузок, действующих на детали клапана за счет демпфирования при посадке запорного элемента на седло. Снижение нагрузки в предлагаемой конструкции клапана пробкового типа достигает 40-50 % от посадочной нагрузки, возникающей при использовании шаровых запорных элементов.

#### **Практическая ценность результатов диссертационной работы.**

1. Рекомендуется к применению конструкция клапана скважинного плунжерного насоса, позволяющая существенно повысить коэффициент наполнения насоса в промышленных условиях, что в конечном счете приводит к получению дополнительно добытой нефти без существенных капитальных затрат. Предложен новый вариант конструкции пробкового клапана повышенной надежности.

2. Предложен способ восстановления насосного цилиндра путем хонингования и последующего азотирования до ремонтного размера, позволяющий увеличить ресурс насоса в 1,5 раза.

3. Разработан способ восстановления наружного диаметра плунжера до заданного размера путем напыления износостойкого состава, снижающий затраты на ремонт за счет экономии металла.

#### **Защищаемые положения.**

1. Теоретические методы определения нагруженного состояния штанговой колонны и запорных элементов клапанного узла насоса в течение рабочего цикла его работы.

2. Теоретические способы определения ресурса насоса при эксплуатации в различных геолого-технических условиях по степени снижения подачи за счет утечек в плунжерной паре.

3. Новую конструкцию клапанного узла насоса, обеспечивающую повышение надежности и снижение динамических нагрузок при работе запорного элемента.

4. Технологию восстановления ресурса насоса в процессе ремонта на базах производственного обслуживания нефтедобывающих предприятий в пределах нефтяных регионов.

5. Рекомендации по определению срока службы насосов с усовершенствованными клапанами в промысловых условиях.

### **Апробация результатов диссертационной работы.**

Результаты диссертационной работы докладывались на следующих конференциях и совещаниях:

- V межвузовская научно-методическая конференция «Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона», г. Октябрьский, 2000 г.;

- Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы Уральской нефтегазонасной провинции», г. Октябрьский, 2001 г.;

- Всероссийский научно-практический семинар «Российское машиностроение –нефтегазовому комплексу», г. Москва, 2-4 апреля 2003 г.;

- IV конгресс нефтегазопромышленников России «Повышение эффективности разработки нефтяных и газовых месторождений», специализированная научная секция «А», г. Уфа, 2003 г.

### **Объем и структура работы**

Диссертационная работа состоит из пяти глав, основных выводов, списка использованных источников из 101 наименования, содержит 110 стр., включает 22 рисунка и 17 таблиц.

### **Публикации**

Результаты диссертационной работы опубликованы в 6 статьях и 7 тезисах докладов, подана заявка на изобретение. По теме диссертации зарегистрирован один отчет по хоздоговорной научно- исследовательской работе.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**В первой главе** сделан анализ состояния эксплуатационного фонда скважин, эксплуатируемых плунжерными скважинными насосами. Эксплуатационный фонд скважин АНК «Башнефть» в 2003 году насчитывает 18294 скважины, из которых 80% оборудованы штанговыми скважинными насосными установками. По мере истощения пластовой энергии относительное количество скважин, эксплуатируемых штанговыми скважинными насосными установками (ШСНУ), неуклонно возрастает.

Востребованность ШСНУ будет достаточно длительной, так как при сохранении современной годовой добычи нефти обеспеченность разведанными запасами в мире превышает 40 лет.

Опыт эксплуатации показывает, что благодаря широким функциональным возможностям, простоте конструкции и простоте обслуживании ШСНУ обладают достаточно высокой рентабельностью. Учитывая массовость эксплуатируемых штанговых насосных установок, необходимо считать, что тема диссертационной работы обладает высокой актуальностью, так как она направлена на разработку новых технических и технологических приемов, повышающих работоспособность плунжерного насоса, что приводит к повышению МРП.

Наряду с достоинствами, обеспечивающими массовое применение ШСНУ в различных эксплуатационно-технологических условиях, имеется целый ряд недостатков, существенно снижающих эффективность их работы. В первую очередь это связано с тем, что при ходе плунжера вверх на колонну штанг действуют собственный вес и вес столба жидкости; при ходе вниз действие веса жидкости передается трубам. Сочетание переменных по величине усилий с большим собственным весом колонны штанг вызывает сложное напряженное состояние материала штанг.

Одним из первых ученых, внесших большой вклад в теорию работы штанговых плунжерных насосных установок, является А.С.Вирновский. Широко известны также работы К.С. Аливердизаде, А.Н.Адонина, М.Д. Валеева, Г.И.Богомольного, Я.А. Грузинова, Н.Д.Дрэготеску, А.А. Ишмурзина, В.М.Касьянова, Б.Б. Крумана, И.Т. Мищенко, К.Р.Уразакова и др.

Скважинный штанговый насос является машиной объемного принципа действия, на эффективность работы которого оказывает существенное влияние вязкость скважинного флюида из-за наличия в конструкции насоса всасывающего и нагнетательного клапанов. Поэтому работа насоса осложняется при откачке нефтяной эмульсии.

Общеизвестным для всех специалистов по добыче нефти слабым элементом в ШСНУ является штанговая колонна. В таблице 1 приведены данные по обрывности штанг в НГДУ "Чекмагушнефть" АНК "Башнефть".

Обрывность штанг по конструктивным элементам приведена в таблице 2.

Таблица 1 – Обрывность штанг по типоразмерам и видам насосов

Вид и типоразмер насоса	НВ-28	НВ-32	НВ-38	НВ-44	НН-44	НН-55	НН-70
Фонд насосов	151	758	84	290	76	141	9
Количество обрывов штанг	15	100	13	57	15	40	4
Коэффициент обрывности	0,100	0,132	0,155	0,197	0,197	0,284	0,444

Таблица 2 – Обрывность по конструктивным элементам штанговой колонны

Элемент штанги	Тело	Резьба	Муфта	Высадка	Квадрат
Количество обрывов	167	13	45	12	7
Коэффициент обрывности, %	68,4	5,3	18,4	5,0	2,9

Для анализа работы скважинного оборудования были использованы опубликованные фактические материалы эксплуатации ШСНУ в НГДУ "Туймазанефть". Анализ большого количества скважин, эксплуатируемых ШСНУ, различных типоразмеров, различные характеристики пластов и откачиваемой жидкости позволили получить результаты с высокой степенью достоверности.

Промысловые данные по отказам скважинного оборудования приведены в таблице 3.

Таблица 3 - Виды отказов скважинного оборудования в НГДУ "Туймазанефть"

Виды отказов	Число отказов	Количество, %
Обрыв штанг	185	23,3
Отворот штанг	259	31,1
Обрыв полированного штока	84	10,1
Обрыв насосно-компрессорных труб	4	0,5
Негерметичность НКТ	38	4,6
Отказы насоса из-за износа клапанов и износа плунжерной пары	261	30,4
Фонд скважин	831	100



Таблица 3 показывает, что на отказы собственно насосов приходится 30,4 % от общего числа. При рассмотрении поднятых насосов установлено, что в 72 % случаев происходит запарафинивание клапанов и заклинивание плунжера, в 18% - износ плунжерной пары. Поэтому в диссертационной работе основное внимание уделено разработке специальных клапанных узлов и методов восстановления размеров плунжерной пары насоса. Кроме этого, установлено, что достаточно большое количество обрывов происходит в средней и нижней части штанговой колонны.

**Во второй главе** рассмотрены методы определения нагрузок, действующих на штанговую колонну. Проанализированы формулы для расчета усилий, действующих на головку балансира в процессе цикла работы штангового насоса. Многообразие подходов связано с тем, что в реальных условиях усилия в штанговой колонне отличаются от расчетных.

Практика эксплуатации ШСНУ показывает, что штанговая колонна является основной причиной подземных ремонтов скважин из-за их обрывов. При этом установлено, что обрывы штанг наблюдаются не только в верхней части штанг, но и в средней и нижней частях. Это свидетельствует о том, что процесс напряженного состояния штанговой колонны при работе ШСНУ нельзя объяснить общепринятой системой причинно-следственных связей. Поэтому предложено уточненное теоретическое обоснование динамических нагрузок, действующих на штанговую колонну в процессе работы плунжерного насоса в скважине.

В течение цикла работы ШСНУ на полированный шток штанговой колонны действуют нагрузки, изменяющиеся от максимума до минимума вследствие изменяющегося нагруженного состояния плунжера насоса. Максимальные нагрузки на головку балансира действуют при ходе точки подвеса штанг вверх, так как к собственному весу колонны добавляется сила веса откачиваемой жидкости и сопротивления при закачке жидкости в приемный коллектор системы сбора нефти.

Движение плунжера штангового насоса определяется закономерностями движения головки балансира станка-качалки. Движение полированного штока в свою очередь можно рассматривать как гармонические колебания с амплиту-

дой, равной половине хода полированного штока  $S/2$  с частотой, равной числу качаний в минуту головки балансира. Некоторые отклонения от чисто гармонического движения возникают в результате влияния геометрии четырехзвенника станка-качалки на кинематику четырехзвенника.

Инерционные ускорения приводят к перебегу плунжера в мертвых точках. Величину перебега можно определить по формуле Маршу-Коберли:

$$\Delta S_a = \frac{S \cdot n^2 \cdot H^2}{k \cdot 10^7}, \quad (1)$$

где  $S$  – длина хода полированного штока;

$H$  – глубина подвески насоса;

$n$  – число ходов головки балансира;

$k$  – коэффициент, зависящий от соотношения длины шатуна к длине кривошипа.

Эффективная длина хода плунжера определяется по длине хода полированного штока за вычетом потерь длины хода  $\Delta S$  и с учетом инерционного увеличения длины хода  $\Delta S_a$ .

$$S_{эф} = S - \Delta S + \Delta S_a. \quad (2)$$

Удлинением колонны НКТ при работе плунжерного насоса можно пренебречь, так как площадь сечения подъемных труб значительно больше площади сечения штанг.

График движения плунжера (нижнего конца колонны штанг) показан на рисунке 1. В начальный момент времени точка подвеса штанг  $A$ , а следовательно, полированный шток занимает крайнее верхнее положение. Соответственно нижний конец этой колонны с учетом инерционного перебега  $\Delta S_a$  также занимает верхнее положение, соответствующее точке  $A'$ . В этот момент на плунжер насоса начинает действовать сила тяжести столба жидкости, поддерживаемого им, а также сила упругости колонны штанг. При перемещении точки подвеса колонны штанг вниз всасывающий клапан насоса закрывается, вследствие чего возникает сила реакции жидкости, находящийся в цилиндре под плунжером насоса.

По мере перемещения полированного штока вниз давление жидкости под плунжером насоса увеличивается, а давление столба жидкости над плунжером

остается постоянным. Так как жидкость практически несжимаема, то в какое-то время перемещения верхнего конца колонны штанг вниз ее нижний конец, соединенный с плунжером насоса, остается неподвижным (время на возврат инерционных нагрузок).

В момент времени  $t'$ , соответствующий точке Б, когда давление жидкости под и над плунжером насоса сравниваются, открывается нагнетательный клапан, находящийся в плунжере насоса, и плунжер начинает перемещаться вниз под действием силы тяжести колонны штанг и плунжера. При этом силами трения колонны штанг о стенки НКТ и плунжера о стенки цилиндра можно пренебречь ввиду их незначительности.

Дальнейшее перемещение плунжера насоса вниз происходит равномерно до нижнего его положения (точка С), соответствующего полуколебанию точки подвеса штанг.

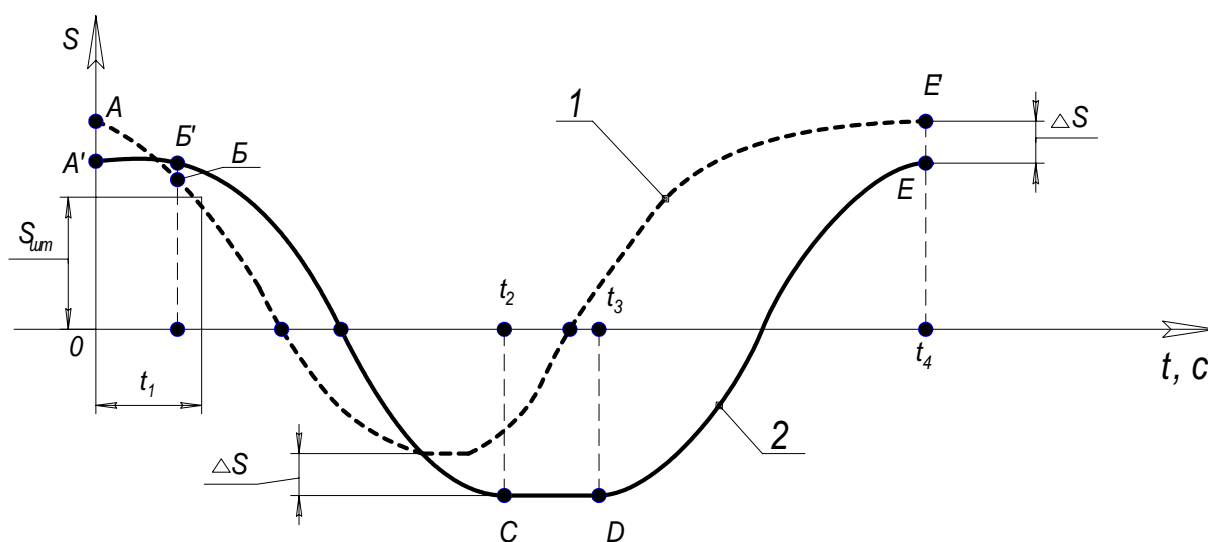


Рисунок 1 – Сравнительный график движения точки подвеса штанг плунжера насоса: 1 – линия движения точки подвеса штанг; 2 – линия движения плунжера.

При перемещении точки подвеса штанг вверх, плунжер остается неподвижным от точки С (точка  $t_2$ ), до точки D (точка  $t_3$ ), когда сила упругости колонны штанг становится равной силе от разности давлений жидкости над и под плунжером насоса. С этого момента, соответствующего точке D, плунжер насоса начинает перемещаться вверх, преодолев действие силы упругости колонны штанг. Движение плунжера происходит, до верхнего крайнего положения (точка

ка Е), при котором заканчивается одно полное колебание как плунжера, так и точки подвеса колонны штанг.

Ввиду инерционности штанговой колонны плунжер совершит некоторый перебеж вниз, что приведет к запаздыванию закрытия нагнетательного клапана при переходе к движению вверх. Кроме этого, при закрытии нагнетательного клапана на штанговую колонну начнет действовать сила веса жидкости, что приведет к удлинению колонны на величину  $\Delta S$ . Поэтому движение плунжера вверх начнется через время  $\Delta t = t_3 - t_2$ , за которое точка подвеса штанг переместится на величину  $\Delta S = v_{ум} \cdot \Delta t$ . При этом страгивание плунжера произойдет уже при набранной скорости точки подвеса колонны штанг  $v_{ум}$ .

Если сравнивать скорости движения головки балансира и плунжера ШСНУ, то окажется, что страгивание плунжера будет происходить практически мгновенно в сравнении с перемещением точки подвеса штанг, так как в точке Д скорость будет больше в сравнении с известной синусоидой, определяющей ускорение движения головки балансира. В этом случае на колонну штанг будет действовать импульс силы, превышающий инерционные нагрузки на штанговую колонну, вызванные ускорением движения колонны при переходе плунжера от движения вниз к движению вверх. Это в конечном счете приводит к гидравлическому удару, вызывающему перегрузки в материале штанг. Величину динамических нагрузок от гидравлического удара можно определить по формуле Н.Е. Жуковского, выведенного им для трубных систем. Учитывая, что в данном случае гидравлический удар происходит при движении плунжера, а не потока жидкости, такое явление можно назвать обратным гидравлическим ударом.

Интенсивность импульса силы при гидравлическом ударе можно определить на основе решения уравнения Н.Е. Жуковского для неустановившегося движения идеальной несжимаемой жидкости в трубопроводе. Расчеты показывают, что в условиях скважины для насоса с диаметром плунжера 44 мм при скорости плунжера в пределах (0,75-1,0) м/с гидравлический удар составляет не менее 1,5-3,0 МПа. Эта нагрузка существенно влияет на напряженное состояние штанговой колонны, особенно при глубине подвески насоса свыше 1000 м. По-

этому вполне естественно объяснить обрывы штанг в нижней части действием гидравлического удара при превышении скорости движения точки подвеса штанг свыше 1,0 м/с, что возникает при числе качаний головки балансира свыше 6 за 1 минуту. Учитывая динамику штанговой колонны предложено демпфирующее устройство, расчет которого представлен в третьей главе.

**В третьей главе** рассмотрены варианты конструкций клапанов штанговых плунжерных насосов пробкового типа.

В скважинных штанговых насосах основными узлами являются всасывающий и нагнетательный клапаны. От их состояния во многом зависит эффективность работы насосной установки. В серийных насосах применяются клапаны шаровой конструкции из-за их кажущихся надежности и простоты, хотя обе эти позиции не выдерживают критики.

Фактически конструкция шарового клапанного узла достаточно сложна. В его состав входят пять конструктивно сложных деталей, причем наиболее сложными являются клетка клапана, посадочное седло и корпус. Запорный элемент прост по форме, которая представляет собой классическую сферу, но технология изготовления шара имеет многоступенчатое исполнение. Износостойкость шаров достигается за счет применения специальных материалов и термообработки.

Работоспособность шарового клапанного узла по герметичности низка, так как контактное касание происходит по линейному принципу. Сфера, вписанная в конус, представляет собой по линии касания круг. При линейной герметизации малейшее несовпадение с идеальными геометрическими формами приводит к появлению зазоров между контактирующими элементами. Через эти зазоры происходят утечки откачиваемой жидкости. Надежность шарового клапанного узла снижается под действием коррозии и при малейшем износе. Поскольку откачиваемая жидкость имеет высокую коррозионную активность, добиться надежной работы шарового клапанного узла практически невозможно. На рисунке 2 дается конструктивная схема клапана пробкового типа для плунжерного насоса, первоначально разработанного в УГНТУ.

Клапан жестко крепится к цилиндру насоса и опускается в скважину на колонне подъемных труб. Затем на штангах опускается плунжер с нагнетательным клапаном и насос пускается в работу. Крайнее верхнее положение затвора 5 (клапан открыт) и крайнее нижнее положение затвора 5 (клапан закрыт) ограничивается соответствующими упорными поверхностями корпуса 1 и седла 2.

В момент закрытия клапана вначале затвор 5 входит в соприкосновение с внутренней поверхностью седла 2, происходит первоначальная герметизация зоны всасывания от зоны нагнетания. За счет перепада давления затвор 5 движется вниз до упора хвостовика 4 на упорную поверхность седла 2. При этом в момент движения затвора 5 вниз, эластичное кольцо 6 утоплено в канавке, образованной затвором 5 и поджимным кольцом 7, и не контактирует с седлом 2. По мере роста давления в зоне нагнетания и роста утечек через затвор 5 поджимное кольцо 7 начинает давить на эластичное кольцо 6 и, распирая его, прижимает к седлу 2, чем предотвращаются утечки через клапан. Таким образом, эластичное кольцо входит в контакт с седлом 2 лишь в неподвижном состоянии затвора 5, чем предотвращается интенсивный износ эластичного кольца 6.

На втором этапе совершенствования клапанного узла были проведены опытно-конструкторские работы по созданию демпфирующего устройства в посадочном узле конструкции. Для этого запорную часть клапана было предложено изготавливать в дифференциальном варианте таким образом, чтобы в ходе закрытия сквозного отверстия клапана процесс происходил в два этапа. Для этого одна часть запорного устройства должна осекать от общего канала часть полости, жидкость из которой должна выдавливаться через калиброванные каналы. В результате посадка запорного элемента на седло будет происходить не мгновенно, а в течение определенного промежутка времени, что существенно снижает динамическую нагрузку за счет уменьшения скорости и ускорения при посадке запорного элемента клапана. На рисунке 3 приведена расчетная схема демпфирующего устройства.

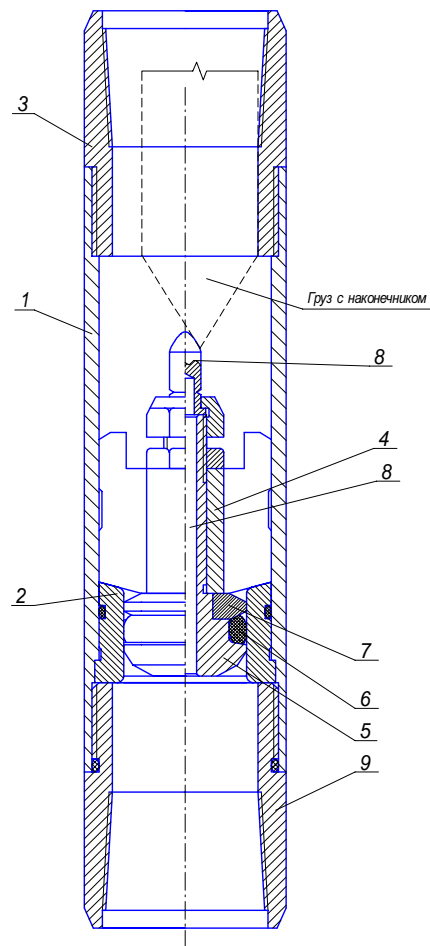


Рисунок 2 - Всасывающий клапан штангового скважинного насоса

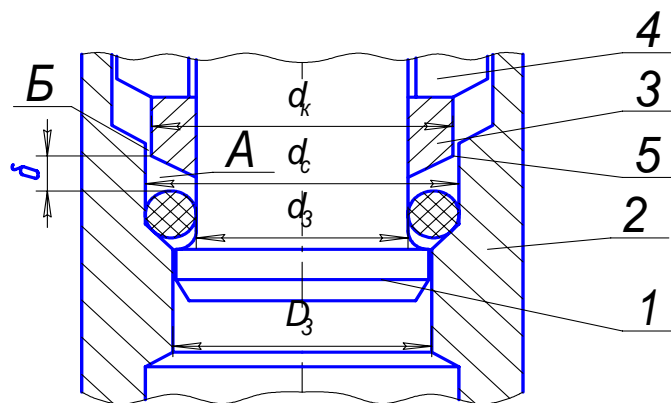


Рисунок 3 – Схема к расчету демпфирующей способности клапана

Жидкость, находящаяся в замкнутой полости А, может вытесняться через кольцевой канал Б, сечение которого определяется размерами проходного сечения седла клапана ( $d_c$ ) и подвижной втулки ( $d_k$ ).

Отсюда определяется объем замкнутой полости

$$V_n = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - d_3^2) \cdot \delta, \quad (3)$$

где  $d_3$  – диаметр шейки запорного элемента клапана.

При истечении указанного объема жидкости через зазор  $s_k$  будет происходить гашение импульса силы, действующей на штанговую колонну.

Усилие, снижаемое демпфером, определяется из зависимости

$$P_d = \frac{12\mu\delta v F_u^2}{\pi d_3 s_k^3}, \quad (4)$$

где  $\delta$  – ход (поршня) клапана при вытеснении жидкости из замкнутой полости;

$v$  - скорость;

$s_k$  - радиальный зазор.

Динамическая вязкость скважинного флюида в пластовых условиях принята  $\mu = 100$  мПа · с. Для старых нефтяных месторождениях вязкость может достигать 500 мПа · с. Остальные показатели для расчета выбраны для нагнетательного клапана типа КШК для насоса НН2Б-44 следующие:

$$\delta = 0,005 \text{ м}; v = 0,25 \text{ м/с}; F = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - d_3^2) = 387,79 \text{ мм}^2; \quad d_3 = 15,42 \text{ мм};$$

$$s_k = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - d_k^2) = 41,68 \text{ мм}^2.$$

Расчет произведен по формуле (4).

Демпфирующая сила составляет

$$P_d = \frac{12 \cdot 100 \cdot 10^{-3} \cdot 0,01 \cdot 0,25 \cdot 3,88^2 \cdot (10^{-4})^2}{3,14 \cdot 0,015 \cdot 0,42^3 (10^{-4})^3} = 1331,2 \text{ Н}.$$

Таким образом, динамическая нагрузка снижается при использовании клапана типа КШК на 1300 Н и более, так как вязкость нефти может быть больше принятой для расчета. В результате повышается межремонтный период эксплуатации ШСНУ.



Известные широкопроходные клапаны плунжерного насоса в процессе их внедрения в практику добычи нефти во многих регионах показали положительные результаты. При их применении, как правило, коэффициент наполнения насоса возрастает. Однако в условиях сероводородной агрессии резиновое уплотнительное кольцо быстро выходит из строя. Поэтому ресурс клапана, а следовательно, межремонтный период насосной установки, не всегда возрастает. Поэтому было решено в качестве герметизирующего элемента использовать материал, не реагирующий на присутствие сероводорода в откачиваемой среде. В качестве такого материала было предложено использовать полиуретан.

Износостойкость изделий из полиуретана, работающих на износ, в 5-10 раз превышает время работы аналогичных изделий из резины и других эластичных материалов.

Полиуретан по своим свойствам обладает большей жесткостью в сравнении с резиной. Поэтому было решено повысить усилие, действующее на подвижную втулку. Для этого втулка была снабжена хвостовиком, который размещается в кольцевой проточке головки запорного элемента клапана.

**В четвертой главе** приведены результаты стендовых исследований клапана типа КШК.

Лабораторные исследования широкопроходных клапанов проводились на специальном стенде, спроектированном для этой цели и встроеном в стенд для проведения гидроиспытаний плунжерных насосов модели ОБ95-95.00.000. Стенд представляет собой раму, к которой приварена площадка. К площадке с помощью болтов прикреплен фланец с резьбой, на которую наворачивается широкопроходной клапан КШК – 44М.02.00 СБ (объект исследования). Сверху на корпус клапана плотно наварачивается колпак, к которому приварен подводящий патрубок, связанный гибким шлангом высокого давления с гидростанцией, создающей давление рабочей жидкости до 20 МПа, с помощью которой производится опрессовка клапана. В качестве рабочей жидкости используется индустриальное масло И20А (ГОСТ 20799-75). В процессе проведения опрессовки широкопроходного клапана из гидростанции рабочая жидкость с задан-

ным давлением, регулируемым с помощью вентиля, через патрубок попадает в полость над клапаном.

Целью лабораторных исследований на стенде являлось определение оптимальных размеров уплотнительного (полиуретанового) кольца, при которых необходимо было установить условия, определяющие минимальные потери по утечкам рабочей жидкости при срабатывании широкопроходного клапана типа КШК-44В на запираение при различных давлениях на клапанный узел.

Испытание клапанов КШК-44 производилось путём подачи давления от гидростанции через патрубок высокого давления в верхнюю полость широкопроходного клапана, который своими направляющими скользит по корпусу клапана вниз и уплотнительным полиуретановым кольцом садится в седло, расположенное в нижней части корпуса и перекрывает отверстие, закрывая проход жидкости. Клапан при этом запирается. При подаче давления снизу, клапанный узел с полиуретановым кольцом потоком жидкости выталкивается из седла, перемещаясь вверх по корпусу клапана, освобождая проход жидкости. Клапан открывается.

Определение утечек производилось в зависимости от зазора между седлом КШК-44 и полиуретановым кольцом, а также в зависимости от зазора между втулкой КШК-44 и клапаном КШК-44. Тем самым определялись оптимальные размеры кольца и нажимной втулки клапана.

Для проведения исследований было запланировано использовать ряд заданных по размеру колец, втулок и седел, показанных ниже.

1. Втулка КШК-44 М.02.05 - диаметром  $29^{+0.13}$ ;

- диаметром  $29.1^{+0.13}$ ;

- диаметром  $29.15^{+0.13}$ ;

- диаметром  $29.25^{+0.13}$ .

2. Кольцо КШК-44 М.02.06 - диаметром  $43.16_{-0.1}$ ;

(полиуретановое) - диаметром  $43,33_{-0.1}$ ;

- диаметром  $43.66_{-0.1}$ .

3. Седло КШК-44 М.02.03 - диаметром  $43.3^{+0.062}$ .

4. Клапан КШК-44 М.02.04 - диаметром  $29_{-0.065/-0.195}$ .

Для анализа полученных результатов рассмотрен рисунок 4, который показывает, что утечки через широкопроходной клапан практически отсутствуют при следующих размерах деталей:

Седло КШК-44 М.02.03	- диаметром $43.3^{+0.062}$ .
Клапан КШК-44 М.02.04	- диаметром $29^{-0.065/-0.195}$ .
Втулка КШК-44 М.02.05	- диаметром $29.1^{+0.13}$ .
Кольцо КШК-44М.02.06 (полиуретановое)	- диаметром $43.3^{-0.1}$ .

В первом варианте при зазоре 0,662 мм утечки при давлениях до 9 МПа превышают допустимые нормы. При меньших зазорах широкопроходной клапан работает с небольшими утечками (зазор 0,338 м). Более надежные результаты получены при зазоре между нажимной втулкой и седлом клапана, составляющем 0,162 мм. В этом случае работа клапана проходила без утечек даже при малых давлениях. При больших же давлениях утечки практически отсутствуют, так как создаются достаточные усилия на нажимной втулке, приводящие к деформации полиуретанового кольца, обладающего повышенной жесткостью по сравнению с резиновым кольцом.

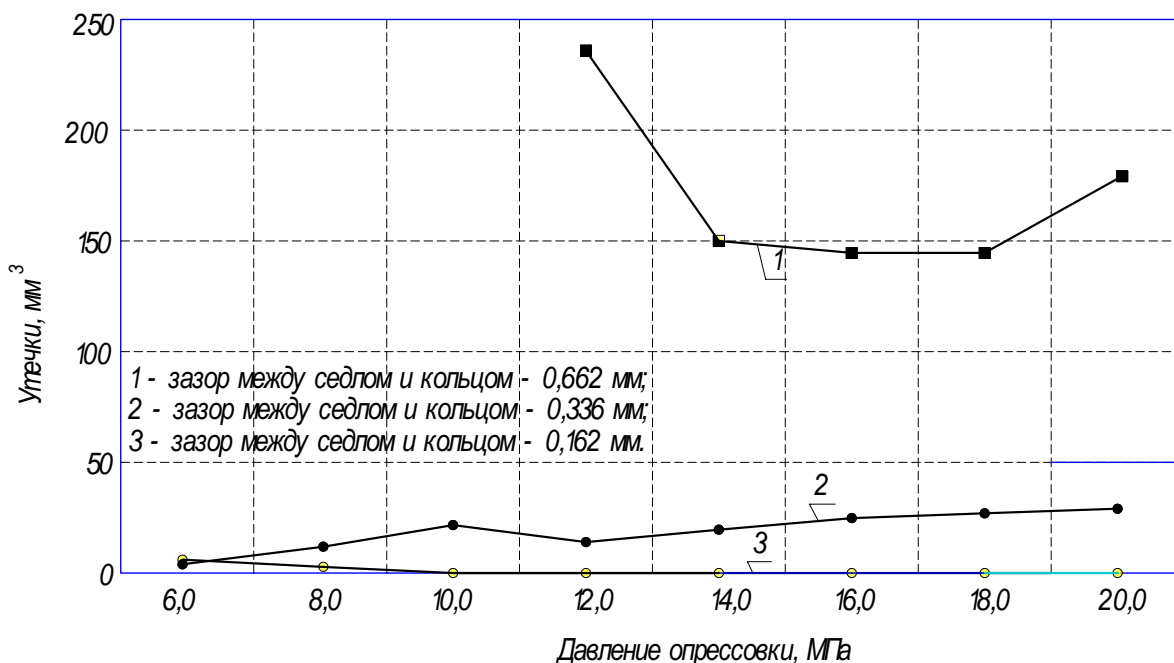


Рисунок 4 – Утечки через клапан КШК-44 при закрытии в зависимости от давления при зазорах между наружным диаметром полиуретанового кольца и отверстием седла клапана.

**Пятая глава** посвящена разработке и совершенствованию технологии восстановления плунжерных пар и промышленным испытаниям скважинных на-

сосов, работоспособность которых сопоставима с ресурсами серийных плунжерных насосов, изготовленных на различных машиностроительных предприятиях.

Технология ремонта заключается в восстановлении рабочих характеристик плунжерного насоса до номинальных. Быстроизнашивающимися деталями насоса являются плунжер и цилиндр, так как в процессе работы их взаимодействие происходит в абразивной среде повышенной агрессивности.

После дефектовки цилиндр подвергается правке. Для этого используется специальный стенд ОБ95-158.000 с качающимися опорами, с помощью которого гидропрессом создается усилие величиной  $P=6,3\text{кН}$ . Измерения отклонения от прямолинейности производится индикатором часового типа с ценой деления 0,01 мм.

Хонингование цилиндров производится на уникальном хонинговальном станке РТ 617.01. Общая длина станка 12м, длина хонингуемой детали достигает 6 м. Для хонингования цилиндров из азотированной стали 38Х2МЮА используются алмазные бруски 125x12x6 АС15 160/125 100 М2-01, которые закрепляются в специальном инструменте – хонинговальной головке. В качестве охлаждающей жидкости используются смесь керосина (90% ) и масла И-20А (10%).

Наряду с цилиндром плунжер является одной из самых функционально важных деталей насоса, прямо влияющих на его работоспособность. Характерные виды износа плунжера связаны прежде всего с отслаиванием хромового покрытия и снижением диаметра по наружной поверхности.

Наиболее ответственная и сложная часть ремонта плунжера – процесс газотермического напыления износостойким порошком ПР-НХ16СРЗ по ТУ 14-1-3785-90. Процесс нанесения износостойкого покрытия на рабочую поверхность восстанавливаемых деталей методом газотермического напыления самофлюсующимися порошками состоит из следующих операций: предварительная механическая обработка упрочняемой поверхности, дробеструйная обработка, газотермическое напыление, оплавление и последующая механическая обработка.

В результате напыления и последующего оплавления на поверхности плунжера образуется твердое (HRC, более 48) износостойкое покрытие, кото-

рое подвергается дальнейшей механической обработке для получения требуемых параметров и заданной шероховатости.

Наименьший предельный размер плунжера и наибольший предельный размер цилиндра должны обеспечить зазор между цилиндром и плунжером:

- от 0,01 до 0,07 для "1" группы посадки;
- от 0,06 до 0,12 для "2" группы посадки.

В условиях ОЗНПО зазор между плунжером и цилиндром обеспечивается равным 0,04...0,07 мм, то есть все насосы попадают в 1-ю группу посадки.

Увеличение коэффициента наполнения СШН возможно при модернизации клапанных узлов. Надежность клапанных узлов СШН предлагается повысить с помощью запорного узла пробкового типа. При этом канал клапанного седла закрывается полностью даже при износе элементов конструкции. Сопоставление геометрии проходных сечений клапанов показывает, что клапан пробкового типа обеспечивает по сравнению с шаровым большие проходные каналы.

Для окончательного решения вопроса об эффективности применения широкопроходных клапанных узлов и их серийного производства на Октябрьском заводе нефтепромыслового оборудования было решено провести опытную эксплуатацию модернизированных насосов в трех нефтегазодобывающих управлениях. Для этого 30 насосов НН2Б - 44 были оснащены широкопроходными клапанами КШК-44В и КШК-44Н и введены в эксплуатацию. Первые результаты эксплуатации опытных насосов в НГДУ "Аксаковнефть" даны в таблице 4. Установлено, что полученные результаты в целом совпадают с приведенными по другим нефтяным регионам. Как правило подача насоса увеличивается, что повышает добычу нефти, а следовательно, снижает себестоимость продукции без существенного увеличения затрат. Сравнительно небольшой ресурс эксплуатации опытных насосов был связан с резиной, используемой для герметизации клапанного узла. Поэтому дальнейшая эксплуатация насосов проводится с полиуретановыми уплотнительными кольцами.

Таблица 4 - Сведения о результатах внедрения СШН после восстановления ресурса

Завод- ской номер насоса	Номер сква- жины	Дата		Нара- ботка, сут	Подача насоса, м <sup>3</sup> /сут		Кoeffи- циент напол- нения	Причина отказа насоса
		спуска	подъема		до спуска	после спуска		
309	1447	14.07.02	18.10.02	45	4,3	8,2	0,7	АСПО
310	995	21.07.02	В работе		3,9	14	0,9	
311	2109	14.07.02	16.01.03	45	4,5	4,2	0,45	Сбит клапан
312	920	17.02.02	01.12.03	42	8,0	3,7	0,4	Износ клапана
Примечание. Данные на 25.12.03.								

С целью определения эффективности внедрения широкопроходных клапанов пробкового типа, оснащенных устройством для демпфирования импульса силы, производились работы по обобщению промысловых материалов.

Сравнение динамограмм, снятых при работе ШСНУ, показывает, что динамика процесса различна при использовании клапанов шарового типа и пробкового типа с демпфирующим устройством. Анализ промысловых данных подтвердил преимущества пробковых клапанных узлов, оснащенных демпфирующим устройством.

Определение момента наступления постепенного отказа плунжерного насоса можно производить по значению его полезной экономически оправданной производительности. Подача насоса снижается за счет износа клапанов и увеличения зазора между плунжером и цилиндром, вызванных износом и уменьшением диаметра плунжера. Если обозначить через  $Q_0$  первоначальную подачу нового насоса, а через  $Q_y$  - объемные потери за счет утечек жидкости, то полезная производительность насоса составит

$$Q = Q_0 - Q_y. \quad (5)$$

По мере эксплуатации насоса величина объемных потерь за счет роста утечек увеличивается, а полезная производительность насоса понижается до некоторой допустимой величины  $Q_0$ , соответствующей ожидаемому износу  $\Delta_0$ . Допустимое значение производительности  $Q_0$ , соответствующее постепенному отказу, необходимо устанавливать из экономических положений путем сравне-

ния потерь на объемные утечки со стоимостью подземного ремонта скважинной насосной установки.

Оптимальным следует считать такое наибольшее время эксплуатации насосной установки до подземного ремонта, в течение которого сумма затрат на объемные потери (утечки) не превысит стоимость подземного ремонта. Таким образом, при изменении объемных потерь от первоначального до некоторого допустимого значения  $Q_0$ , стоимость суммы объемных утечек будет равна стоимости подземного ремонта.

Пользуясь терминологией, принятой в теории надежности, можно сказать, что значение  $Q_0$ , соответствует постепенному отказу насоса, и его дальнейшая эксплуатация без восстановления первоначальных зазоров между плунжером и цилиндром будет экономически невыгодной.

## **ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ**

1. Анализ опубликованных материалов позволил установить закономерности действия динамических нагрузок на штанговую колонну при эксплуатации ШСНУ. Показано, что динамические нагрузки под действием гидравлического удара достигают 100% от статической. Под действием импульса силы обрывы штанг могут быть как в средней, так и в нижней части колонны.
2. Разработан клапанный узел, обладающий в сравнении с серийным шаровым клапаном большим проходным сечением канала (до 50%), а также снабженный демпфирующей способностью, снижающей динамическую нагрузку на штанговую колонну в 1,5 -1,6 раза.
3. Стендовыми исследованиями установлены закономерности работы пробкового клапанного узла. Установлено, что утечки при наличии зазора между герметизирующим кольцом и цилиндрическим каналом седла клапана находятся в степенной зависимости от их величины. Оптимальный зазор между герметизирующим кольцом из полиуретана и каналом седла должен быть в пределах 0,2 – 0,3 мм. Зазор между подвижной втулкой и седлом не влияет на утечки через герметизирующие элементы пробкового клапана.

4. Разработана технология восстановления цилиндра насоса хонингованием внутреннего канала с последующим упрочнением за счет азотирования. Восстановление плунжера до ремонтного размера предложено производить путем напыления на подготовленную поверхность износостойкого материала с помощью газоструйного способа.
5. Предложен метод определения срока эксплуатации штангового плунжерного насоса по экономическим критериям, определяемым сопоставлением стоимости подземного ремонта скважины со стоимостью потерь добываемой нефти за счет недопустимого износа плунжерной пары.

### **ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:**

1. Опыт добычи вязких нефтей штанговыми глубинными насосами, оснащенными широкопроходными клапанами конструкции УГНТУ / Султанов Б.З., Габдрахимов М.С., Сальманов З.Г., Галимуллин М.Л. // Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Тез. докл. V межвузов. научно-метод. конф. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000. - С.82.

2. Габдрахимов М.С., Галимуллин М.Л. Капитальный ремонт ШГН в ОЗНПО АНК "Башнефть" // Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Тез. докл. V межвузов. научно-метод. конф. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000.-С.83-84.

3. Галимуллин М.Л. Ремонт клапанов при капитальном ремонте штанговых глубинных плунжерных насосов // Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Тез. докл. V межвузов. научно-метод. конф. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000.- С.83-84.

4. Галимуллин М.Л., Абдюкова Р.Я., Зиякаев З.Н. Анализ состояния клапанных пар штанговых глубинных насосов, поступающих на капитальный ремонт // Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Тез. докл. V межвузов. науч.-метод. конф. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000.- С.137.

5. Габдрахимов М.С., Султанов Б.З., Галимуллин М.Л. Влияние широкопроходных клапанов конструкции УГНТУ на показатели штангового насоса // Научные проблемы Волго-Уральского нефтегазового региона. Технические и науч.-естеств. аспекты: Сб. науч. тр.: В 2 т./ Редкол.: В.Ш. Мухаметшин и др. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000. Т.2. - С.13-16.

6. Галимуллин М.Л. Повышение надежности штанговых глубинных насосов в ОЗНПО АНК "Башнефть" // Научные проблемы Волго-Уральского Нефтегазового региона. Технические и естественные аспекты: Сб. науч. тр.: В 2 т, / Редкол.: В.Ш. Мухаметшин и др. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000.- Т.2. -С.25-28.

7. Галимуллин М.Л., Зиякаев З.Н., Абдюкова Р.Я. Основные виды испытания в НГДУ "Аксаковнефть" опытной партии штанговых глубинных насосов, оснащен-



ных клапанами конструкции УГНТУ // Научные проблемы Волго- Уральского нефтегазового региона. Технические и естественные аспекты: Сб. науч. тр.: В 2т. / Редкол.: В.Ш.Мухаметшин и др. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000.- Т.2.-С. 56-61.

8. Габдрахимов М.С., Султанов Б.З., Галимуллин М.Л. Результаты испытания в НГДУ "Аксаковнефть" опытной партии штанговых глубинных насосов, оснащенных клапанами Конструкции УГНТУ // Актуальные проблемы Волго-Уральской нефтегазоносной провинции: Тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. /Редкол.: В.Ш.Мухаметшин и др. -Уфа: Изд-во УГНТУ, 2001.-С.56.

9. Галимуллин М.Л. Работоспособность глубинных штанговых насосов, оснащенных шаровыми клапанами // Актуальные проблемы Волго-Уральской нефтегазоносной провинции: Тез. докл. Междунар. науч.-практ. конф. /Редкол.: В.Ш. Мухаметшин и др. -Уфа: Изд-во УГНТУ, 2001.-С.43.

10. Султанов Б.З., Габдрахимов М.С., Галимуллин М.Л. Результаты испытаний штанговых глубинных насосов, оснащенных клапанами конструкции УГНТУ // Нефть и газ – 2000: Проблемы добычи, транспорта и переработки. Межвуз. сбор. науч. тр./ Редкол.: В.Ш. Мухаметшин и др. -Уфа: Изд-во УГНТУ, 2001.-С.274-276.

11. Султанов Б.З., Галимуллин М.Л. Опытная эксплуатация широкопроходных клапанных узлов для скважинных штанговых насосов / Нефтяное хозяйство. – 2002.- №12. – С. 77-79.

12. Галимуллин М.Л., Султанов Б.З. Стендовые исследования широкопроходных клапанных узлов для скважинных штанговых насосов // Тез. докл. специализир. науч. секции «А» Четвертого Конгресса нефтегазопромышленников России «Повышение эффективности разработки нефтяных и газовых месторождений. – Уфа: Изд-во БашНИПИнефть, 2003. – С. 87-88.

13. Галимуллин М.Л., Султанов Б.З. Капитальный ремонт и модернизация глубинных скважинных насосов в АНК «Башнефть» // Сборник трудов Всероссийского науч.-практ. сем. «Состояние и перспективы производства отечественного бурового и погружного оборудования». Москва-Пермь: Изд-во инж.-произв. центра, 2003.-С.24-29.