

РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НЕФТИ И ГАЗА ИМЕНИ И.М. ГУБКИНА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

На правах рукописи

ДОЛОВ ТЕМИР РУСЛАНОВИЧ

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КЛАПАННЫХ УЗЛОВ СКВАЖИННЫХ
ШТАНГОВЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (нефтегазовая
отрасль)

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
д.т.н., проф. В.Н. Ивановский

Москва
2017 г.

Оглавление

Введение.....	4
1 Обзор штангового насосного оборудования	8
1.1 Основные виды нефтедобычного оборудования. Применение штанговых скважинных насосов	8
1.2 Основные характеристики скважинных штанговых насосных установок....	12
1.2.1 Принцип работы штанговой установки.....	12
1.3 Анализ отказов штанговых установок.....	15
1.4 Обзор имеющихся конструкций клапанов, применяемых в нефтегазовом комплексе	18
1.4.1 Управляемый шариковый клапан для откачки высоковязкой нефти.....	18
1.4.2 Клапан с принудительным закрытием.....	19
1.4.3 Клапан с направляющим штоком.....	20
1.4.4 Управляемый клапан штангового насоса	22
1.4.5 Шариковый клапан с принудительным закрытием.....	23
1.4.6 Самоустанавливающийся управляемый всасывающий клапан глубинного штангового насоса.....	25
1.4.7 Клапан Костыченко Е.В.	27
1.4.8 Самоустанавливающийся всасывающий клапан глубинного штангового насоса.....	28
1.4.9 Золотниковый клапан для штанговых глубинных насосов	29
Выводы	30
2 Обзор выбранных конструкций и исследований работы клапанных систем...	32
2.1 Производители клапанов.....	32
2.1.1 Шариковый клапан	32
2.1.2 Каплевидный клапан.....	35

2.1.3 Тарельчатый клапан	36
2.1.4 Золотниковый клапан	38
2.2 Теоретические исследования в области гидравлических процессов работы клапанов	40
Выводы	47
3 Разработка математических моделей, методик и компьютерных испытаний клапанных систем.....	50
3.1 Математическая модель по расчету кинематических характеристик в точке подвеса насосного оборудования.....	51
3.2 Математическая модель по расчету коэффициента сопротивления.....	62
3.3 Математическая модель по расчету ударной нагрузки при посадке запорного элемента	71
Выводы	76
4 Стендовые испытания клапанных узлов	77
4.1 Испытания по определению коэффициента сопротивления	77
4.2 Испытания шариковых клапанных узлов	82
Заключение	106
Условные обозначения	109
Список литературы	114
Приложение А (Обязательное). Результаты компьютерных испытаний клапанных узлов.....	122
Приложение Б (рекомендуемое). Результаты замера шероховатости все испытанных клапанных пар	133
Приложение В (Обязательное). Результаты физических испытаний шариковых клапанов.....	143
Приложение Г (Справочное). Расчетные схемы клапанных узлов.....	152

Введение

Актуальность темы. Эффективность работы штанговых насосов, которыми оборудовано до 35% всех российских нефтяных скважин, в первую очередь зависит от работы клапанного узла. В России и за рубежом в большинстве случаев в скважинных штанговых насосных установках применяют (СШНУ) шариковые клапаны. Этот вид клапанов зарекомендовал себя как надежный и простой по конструкции элемент насоса. В то же время разнообразие усложнений условий эксплуатации привело к разработке новых конструкций клапанов: каплевидные, золотниковые, тарельчатые. Работа таких конструкций клапанов не полностью исследована. Клапанные узлы должны подбираться под конкретные условия эксплуатации, с целью повышения эффективности работы, как клапанов, так и всей насосной установки. Поэтому исследование клапанных узлов и созданию методики выбора типа и конструкции клапанов штанговых насосов являются актуальными.

Степень разработанности.

Степень разработанности работы высокая, т.к. проведенные компьютерные и натурные эксперименты, результаты которых хорошо коррелируются между собой, обеспечивают объективные предпосылки повышения эффективности добычи нефти с помощью СШНУ за счет оптимального выбора конструкции клапанных узлов.

Цель работы. Повышение эффективности добычи нефти с помощью СШНУ за счет оптимального выбора конструкции клапанных узлов, выполненного на основе результатов математического моделирования и стендовых испытаний.

Задачи работы:

- Разработать математическую модель работы СШНУ с целью определения кинематики движения жидкости в штанговом насосе и в клапанном узле.
- Разработать математическую модель работы клапанных узлов и получить сравнительные характеристики работы клапанов.

- Разработать математическую модель по расчету ударной нагрузки при посадке запорного элемента на поверхность седла.
- Провести стендовые испытания клапанов на гидравлического сопротивления, скорости изнашивания и герметичности.
- Создать методику подбора клапанных узлов для СШНУ в зависимости от условий эксплуатации.

Объектом исследования является клапанные системы СШНУ.

Предметом исследований является динамический рабочий процесс работы клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок и их взаимодействия с окружающей средой.

Методы исследования:

Математическое моделирование и теоретические исследования с использованием программных комплексов *Solid Works Simulation*, *Flow Simulation*, *ANSYS* и *STAR-CCM+*, натурные испытания в стендовых условиях.

Научная новизна:

Математическая модель работы СШНУ и её клапанных узлов, позволяющая определять законы движения жидкости в насосе и в клапане и учитывающая условия эксплуатации насоса (угол отклонения оси клапана от вертикали; вязкость откачиваемой среды; перепад давления; изменение подъема запорного элемента).

Способ определения сроков службы клапанов на основании математической модели и расчета ударных нагрузок при посадке запорного элемента клапана на поверхность седла.

Методика подбора клапанных узлов СШНУ, учитывающая физические свойства перекачиваемой среды, геометрию и закон движения клапана, перемещение запорного элемента клапана, основанная на результатах стендовых испытаний клапанных узлов штанговых насосов.

Положения, выносимые на защиту:

Математические модели и результаты математического и физического эксперимента исследования работы клапанных узлов штанговых насосов, учитывающие условия эксплуатации насоса.

Методика подбора клапанных узлов СШНУ, учитывающая условия эксплуатации насоса и обеспечивающая эффективную эксплуатацию оборудования в осложненных условиях.

Теоретическая значимость работы:

Разработанные автором положения, посвященные закону движения жидкости в клапанах, зависимости гидравлического сопротивления клапанов разной конструкции, определению контактных нагрузок при посадке шара на седло, могут быть использованы в качестве теоретических основ при дальнейших работах по совершенствованию клапанных узлов.

Практическая значимость и реализация результатов работы:

Разработанная математическая модель, а также результаты исследований позволяют подбирать наиболее эффективные конструкции клапанных узлов штанговых насосов для различных условий эксплуатации.

Разработанная математическая модель работы клапанных узлов и методика подбора клапанов позволяют обеспечить эффективность работы клапанов и повысить коэффициент наполнения насоса.

Результаты, полученные в диссертационной работе, применяются в нефтяных и сервисных компаниях России и СНГ (Роснефть, ЛУКОЙЛ, РИМЕРА-Сервис и др.), использующих штанговые насосные установки.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены на:

- 65-я Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2011»; М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2011;
- 66-я Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2012»; М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2012;
- 67-я Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2013», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2013;
- X Всероссийской научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития нефтегазового комплекса России», М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014.
- 68-я Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2014», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014;
- 69-я Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2015», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015.
- XI Всероссийской научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития нефтегазового комплекса России», М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2016.

Публикации по теме. По теме диссертации опубликовано 11 научных работ, из них 3 - в ведущих рецензируемых научных журналах, входящих в Перечень ВАК Минобрнауки РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, изложена на 122 страницах; содержит 71 рисунок, 11 таблиц и список использованных источников из 76 наименований.

1 Обзор штангового насосного оборудования

1.1 Основные виды нефтедобычного оборудования. Применение штанговых скважинных насосов

За 2015 год в России было добыто 526 млн. тонн нефти. Из которых, компания "Роснефть" произвела 190,898 млн. тонн нефти (в декабре - 16,144 млн. тонн), "ЛУКОЙЛ" - 86,571 млн. тонн (7,369 млн тонн), "Сургутнефтегаз" - 61,425 млн. тонн (5,233 млн. тонн), "Газпром нефть" - 33,624 млн. тонн (2,828 млн. тонн), "Татнефть" - 26,529 млн. тонн (2,248 млн. тонн), "Славнефть" - 16,186 млн. тонн (1,363 млн. тонн), "Башнефть" - 17,799 млн. тонн (1,597 млн. тонн) и "Русснефть" - 8,534 млн. тонн (0,682 млн. тонн).

Фонд эксплуатируемых скважин в РФ составляет более 135 тысяч. Данные по нефтяным компаниям и распределению способов эксплуатации скважин приведены в таблице 1 и рисунке 1.1.

Таблица 1 - Фонд нефтяных скважин (июнь 2015) [23]

Нефтяные компании	Скважины, дающие продукцию, шт.					
	Всего	в том числе по способам эксплуатации				
		Фонтан	УЭЦН	УСШН	Газлифт	Прочие
Роснефть	38953	1338	31651	5336	332	296
Лукойл	28096	268	18845	7764		1219
Сургутнефтегаз	20505	345	17428	2684		48
Татнефть	19506	12	3182	16312		
Башнефть	14569	30	3276	11223		40
Газпром нефть	7712	179	7326	1	206	
Славнефть	3713	45	3622	46		
РуссНефть	2067	37	1710	303		17
Итого	135121	2254	87040	43669	538	1620

Более 60% фонда скважин эксплуатируется установками электроприводных центробежных насосов, на долю штанговых насосов приходится 35%, 2% составляет фонтанная эксплуатация и газлифт практически не применяется 0,6%.

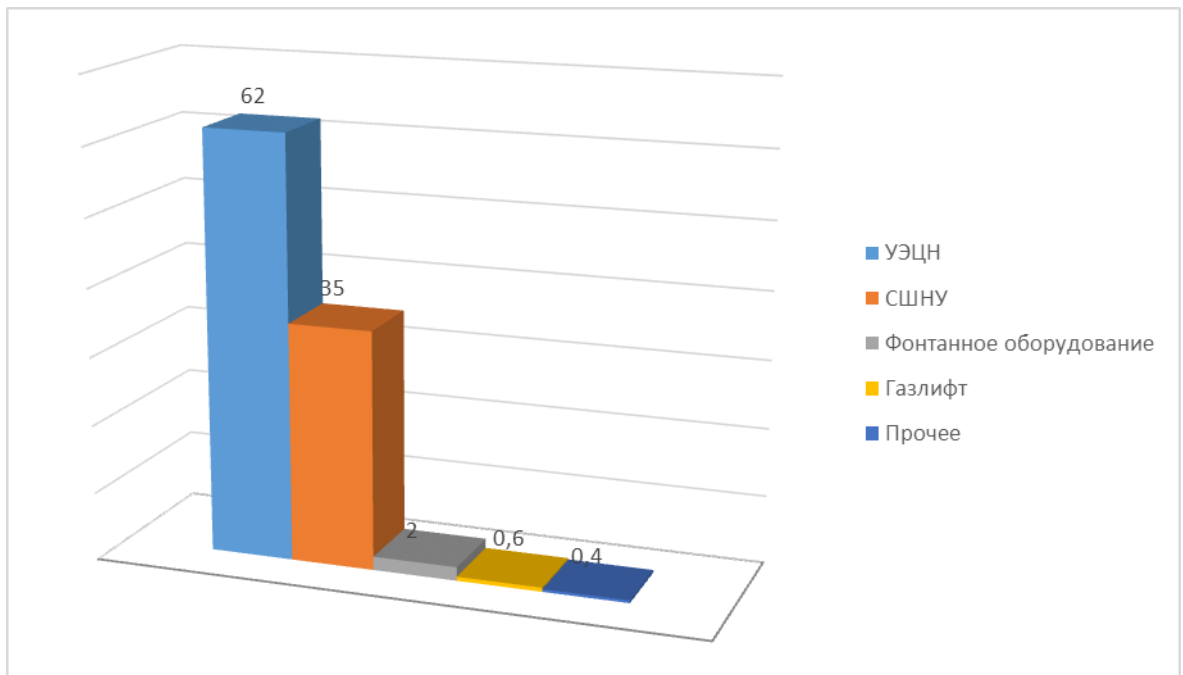


Рисунок 1.1 - Фонд скважин в РФ на 2015 год.

Из 135 тыс. нефтяных скважин в России, около 30 тысяч находятся в простое. Исходя из годовой добычи нефти приведенных выше 526 млн. т, средний дебит российской скважины составляет около 10,5 т/сутки. В категорию малодобитных скважин с дебитом жидкости до 25 м³/сутки можно отнести значительную долю глубинно-насосного фонда на месторождениях России. Даже на залежах, приуроченных к высокопродуктивным коллекторам, примерно 20-30 % фонда добывающих скважин относится к малодобитным.

Центробежные насосы хорошо зарекомендовали себя при работе в высокодебитных скважинах. Но так как количество высокодебитных скважин стремительно падает актуально применение штанговых насосов, хорошо работающих в средне и малодобитных скважинах.

Таким образом, количество скважин, эксплуатация которых невозможна без скважинного насосного оборудования довольно велико. Ведутся разработки специальных конструкций установки электроприводного центробежного насоса, дающих возможность работать с большим

количеством механических примесей, с большим содержанием свободного газа, так же весьма актуально разработка специальных конструкций скважинных штанговых насосных установок, которые установлены в свыше 60 % действующего фонда скважин. Данными насосами добывается более 20% от всей доли нефти в РФ(рис.1.2).

Скважинные штанговые насосы занимают особое место. Количество их только в США составляет около 800 тысяч единиц. В России количество скважин, в которых используются штанговые насосы, составляет от 80 до 100 тысяч.

Широкое распространение ШСНУ обуславливают следующие факторы:

- простота ее конструкции;
- простота обслуживания и ремонта в промышленных условиях;
- удобство регулировки;
- возможность обслуживания установки работниками низкой квалификации;
- малое влияние на работу ШГНУ физико-химических свойств откачиваемой жидкости;
- высокий КПД;
- возможность эксплуатации скважин малых диаметров.

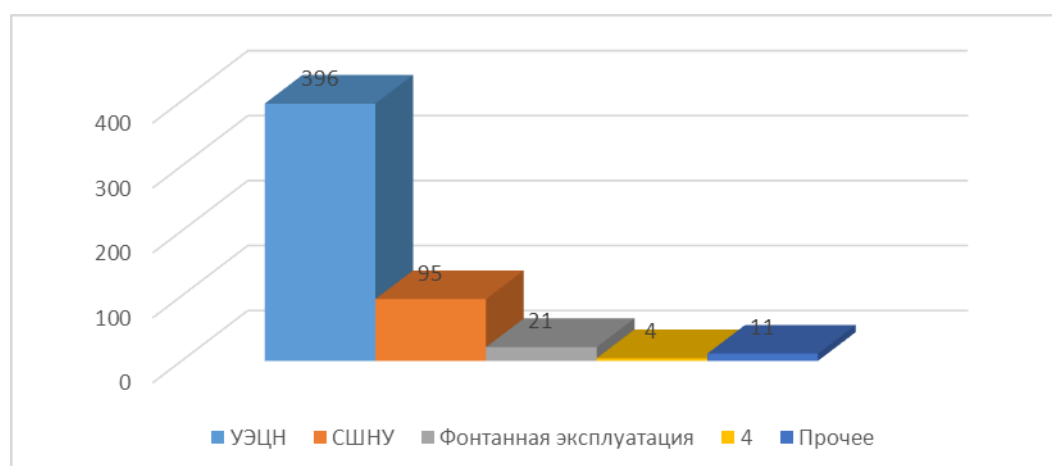


Рисунок 1.2 - Распределение добычи нефти (млн.т.) по способам эксплуатации

Как видно из рисунков 1.1.1 и 1.2.1, штанговые насосы занимают вторую позицию по количеству добываемой нефти и по фонду скважин в РФ. С учетом увеличения количества средне и мало дебитных скважин доля штанговых насосов будет расти.

1.2 Основные характеристики скважинных штанговых насосных установок

В настоящее время ШСНУ, как правило, применяют на скважинах с дебитом до 30-40 м³ жидкости в сутки, реже до 50 м³ при средних глубинах подвески 1000-1500 м. В неглубоких скважинах установка обеспечивает подъем жидкости до 200 м³/сут. В отдельных случаях может применяться подвеска насоса на глубину до 3000 м.

Для качественной работы этих насосов необходимо рассчитывать их под определенные условия. Рассчитывать кинематику привода насоса для определения скорости движения колонны, зная которую, можно определить точные значения динамической составляющей нагрузки. Большое количество аварий при эксплуатации СШНУ происходит из-за отсутствия точных значений этих составляющих.

1.2.1 Принцип работы штанговой установки

Устьевое оборудование I предназначено для герметизации полированного штока 14 с помощью сальника 21, направления потока жидкости потребителю, подвешивания насосно-компрессорных труб, замера затрубного давления и проведения исследовательских работ в скважине.

Колонна насосных штанг II соединяет канатную подвеску насоса с плунжером глубинного насоса. Колонна собирается из отдельных штанг 18. Штанги имеют длину по 8...10 м, диаметр 16...25 мм и соединяются друг с другом посредством муфт 23. Первая, верхняя штанга 14 имеет поверхность, обработанную по высокому классу чистоты, и называется полированной, иногда сальниковой штангой.

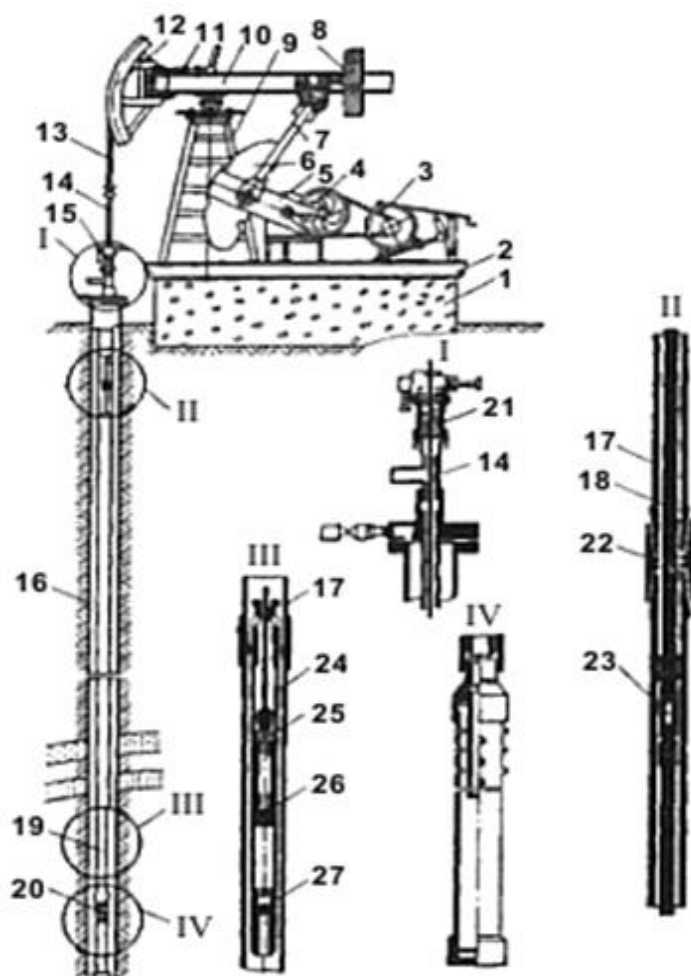


Рисунок 1.3 - Штанговая скважинная насосная установка: 1 — фундамент; 2 - рама; 3 — электродвигатель; 4 - цилиндр; 5 - кривошип; 6 — груз; 7 - шатун; 8 - груз; 9 - стойка; 10 - балансир; 11 - механизм фиксации головки балансира; 12 - головка балансира; 13 - канатная подвеска; 14 - полированная штанга; 15 - оборудование устья скважины; 16 - обсадная колонна; 17 - насосно-компрессорные трубы; 18 - колонна штанг; 19 - глубинный насос; 20 - газовый якорь; 21 - уплотнение полированной штанги;

22 - муфта трубная; 23 - муфта штанговая; 24 - цилиндр глубинного насоса; 25 - плунжер насоса; 26 - нагнетательный клапан; 27 - всасывающий клапан.

Колонна насосно-компрессорных труб II служит для подъема пластовой жидкости на поверхность и соединяет устьевую арматуру с цилиндром глубинного насоса. Она составлена из труб 17 длиной по 8...12 м, диаметром 38...100 мм, соединенных трубными муфтами 22. В верхней части колонны установлен устьевой сальник, герметизирующий насосно-компрессорные трубы. Через сальник пропущена полированная штанга. Оборудование устья скважины имеет отвод, по которому откачиваемая жидкость направляется в промышленную сеть.

Глубинный штанговый насос III представляет собой насос одинарного действия. Он состоит из цилиндра 24, прикрепленного к колонне насосно-компрессорных труб, плунжера 25 соединенного с колонной штанг. Нагнетательный клапан 26 установлен на плунжере, а всасывающий 27 - в нижней части цилиндра.

Ниже насоса при необходимости устанавливается газовый IV или песочный якорь. В них газ и песок отделяются от пластовой жидкости. Газ направляется в затрубное пространство между насосно-компрессорной 17 и обсадной 16 колоннами, а песок осаждается в корпусе якоря.

При работе ШСНУ энергия от электродвигателя передается через редуктор к кривошипно-шатунному механизму, преобразующему вращательное движение выходного вала редуктора через балансир в возвратно-поступательное движение колонны штанг. Связанный с колонной плунжер также совершает возвратно-поступательное движение.

При ходе плунжера вверх нагнетательный клапан закрыт давлением жидкости, находящейся над плунжером, и столб жидкости в колонне насосно-компрессорных труб движется вверх — происходит откачивание

жидкости. В это время впускной (всасывающий) клапан открывается, и жидкость заполняет объем цилиндра насоса под плунжером.

При ходе плунжера вниз всасывающий клапан под действием давления столба откачиваемой жидкости закрывается, нагнетательный клапан открывается и жидкость перетекает в надплунжерное пространство цилиндра.

Откачиваемая жидкость отводится из колонны через боковой отвод устьевого сальника и направляется в промышленную сеть.

Далее для выявления наиболее слабых элементов конструкции насоса необходимо провести анализ отказов штанговых насосов.

1.3 Анализ отказов штанговых установок

Был произведен анализ отказов штанговых насосов (выборка из 10 тыс. отказов). Видно, что на первом месте находятся отказы, связанные с обрывом колонны штанг, на втором - отказы, связанные с неисправностью клапанных узлов и на третьем месте отказы из-за не герметичности пары цилиндр-плунжер (рисунок 1.4).



Рисунок 1.4 - Причины отказов штанговой установки

Рассмотрим причины возникновения данных отказов штанговых насосов. Обрыв колонны штанг возникает в процесс возвратно-поступательного движения колонны, так как скважины имеют довольно сложную инклинометрию, колонна штанг трется об колонну насосно-компрессорных труб. При данном трении изнашивается, и колонна НКТ и штанги следствием чего является обрыв колонны штанг или колонны НКТ.

Из-за большого количества механических примесей в насосе пара цилиндр-плунжер так же быстро приходит в негодность. Абразивные частицы попадают в зазор данной пары и могут вызывать истирание поверхности, увеличение утечек через зазор и заклинивание пары.

Как видно из приведенной выше статистики, отказы, связанные с неисправностью клапанных узлов, являются одними из самых частых причин. Клапаны штанговых насосов являются основным узлом, от которого зависит работоспособность всего насоса. Клапаны подвержены одновременно механическому, коррозионному и эрозионному износу. В клапанных узлах откладывается песок, парафин смолы, соли и другие продукты выноса из пласта. Все это приводит к частым подъемам насосов для замены или ревизии клапанных узлов. Стоимость спускоподъемных операций на порядок превышает стоимость насоса и к этому еще необходимо добавить стоимость не добытой нефти по вине простоев. Малые проходные сечения в клапанах серийных отечественных и импортных насосов является причиной очень высоких гидравлических сопротивлений и как следствие этого частых обрывов и зависания штанг, заклинивания плунжера, снижение КПД насоса и выхода его из строя.

Шариковые клапаны применяются в большинстве случаев в серийных насосах, но они имеют ряд недостатков. Во-первых, площадь соударения запорного элемента о седло сильно перегружена, и это приводит к его быстрому износу. Шар садится на седло с большим запаздыванием. Это

сильно сказывается при добыче вязкой нефти и в наклонно-направленных скважинах. Шар застревает в направляющей клетке, когда в ее полости образуется слой высоковязкой эмульсии или не садится на седло, когда угол отклонения оси клапана от вертикали превышает определенную величину. Шариковые клапаны не всегда являются наиболее эффективной конструкцией при эксплуатации штанговых насосов. Поэтому клапанный узел штангового насоса требует к себе большего внимания, для повышения показателей работы насосного оборудования. Для определения слабых и сильных сторон каждой конструкции, рассмотрим имеющиеся виды клапанных узлов, применяемых в нефтегазовой отрасли.

1.4 Обзор имеющихся конструкций клапанов, применяемых в нефтегазовом комплексе

1.4.1 Управляемый шариковый клапан для откачки высоковязкой нефти

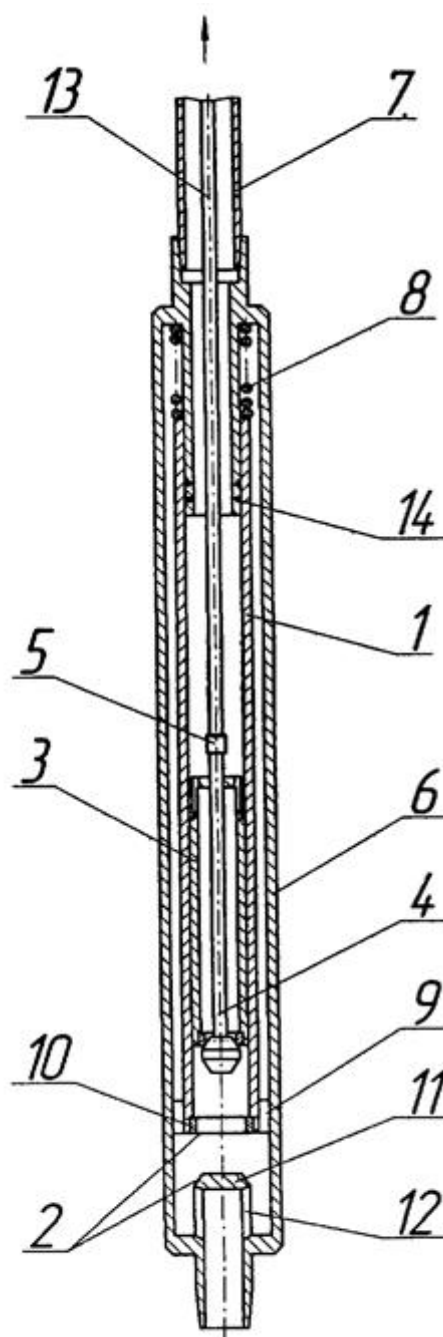


Рисунок 1.5 - Штанговый насос с управляемыми клапанами для добычи высоковязкой нефти

В штанговом насосе с управляемыми клапанами для добычи высоковязкой нефти, содержащем цилиндр 1, всасывающий клапан 2, плунжер 3 и нагнетательный шток-клапан 4 с толкателем 5, цилиндр размещен с возможностью осевого перемещения внутри кожуха 6. Кожух жестко соединен с колонной труб 7. Цилиндр поджат сверху пружиной 8 и снабжен центрирующим устройством 9. Всасывающий клапан состоит из седла цилиндра 10 и запорного элемента с проходными каналами кожуха 11. Между цилиндром и кожухом установлен герметизирующий узел 12. Данная конструкция позволяет повысить эффективность работы насоса за счет уменьшения сопротивления потоку жидкости во всасывающем клапане и увеличения коэффициента наполнения штангового насоса при добыче высоковязкой нефти. Так же возможна работа такого оборудования в наклонно направленных скважинах за счет принудительного управления и нагнетательным и всасывающим клапанами [33].

1.4.2 Клапан с принудительным закрытием

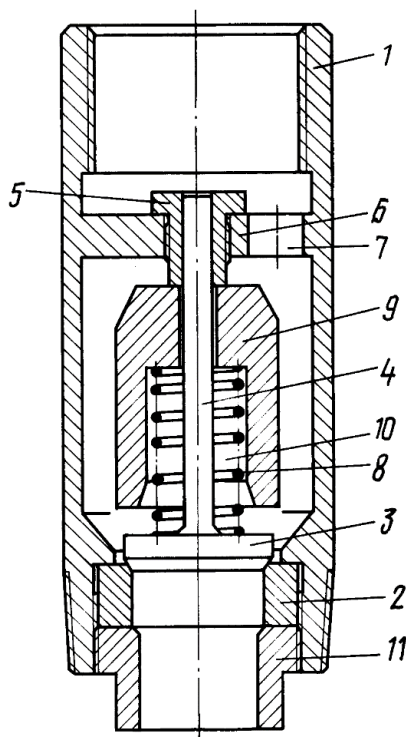


Рисунок 1.6 - Клапан с принудительным закрытием

Клапан содержит корпус 1 с установленным в нем седлом 2. С седлом взаимодействует тарель 3 со штоком 4, проходящим через направляющую 5. Направляющая выполнена в перегородке корпуса 6 с периферийными отверстиями 7 для прохода жидкости. Пружина сжатия 8 поджимает тарель в сторону седла. Между перегородкой и пружиной установлен подвижный груз 9. Подвижный груз выполнен в виде перевернутого стакана, причем пружина размещена в его внутренней полости 10 [40].

1.4.3 Клапан с направляющим штоком

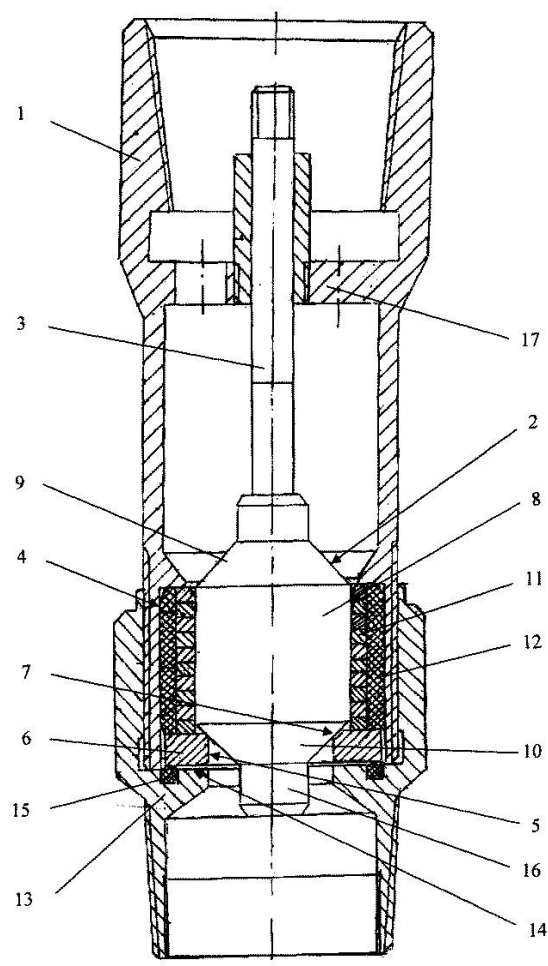


Рисунок 1.7 - Штанговый насос с управляемыми клапанами для добычи высоковязкой нефти

Клапан штангового погружного насоса, содержащий корпус 1, в котором размещены запорный орган 2 со штоком 3, механическое уплотнение 4 и

седло 6, выполненное в виде шайбы с уплотнительной поверхностью 5, при этом запорный орган выполнен в виде цилиндрической пробки 8,16, сопряженной со штоком конической поверхностью 9,10 с одной стороны и снабженной уплотнительным пояском 11 с другой, взаимодействующим в закрытом положении с уплотнительной поверхностью шайбы 12, причем механическое уплотнение образовано группой уплотнительных колец, расположенных в эластичной втулке со стороны их внешней цилиндрической поверхности, уплотнительные кольца установлены парами с эксцентриситетом в противоположном относительно друг друга направлении в каждой паре уплотнительных колец, последние поджаты друг к другу в осевом направлении, отверстие уплотнительных колец, ограничивающее их внутреннюю цилиндрическую поверхность, выполнено концентрично внешней цилиндрической поверхности, а в эластичной втулке выполнены эксцентричные друг другу кольцевые канавки, в каждой из которых установлено уплотнительное кольцо, при этом соседние канавки попарно смещены относительно друг друга в диаметрально противоположном направлении, отличающийся тем, что он снабжен переходником, соединенным с корпусом 13,17 посредством резьбы, в котором выполнена плоская опорная площадка под шайбу, а на ней - кольцевая канавка 14, в которой расположено упругое уплотнительное кольцо 15, посредством которого через шайбу уплотнительные кольца поджаты друг к другу, шайба выполнена с двумя противоположно расположенными уплотнительными поверхностями с возможностью замены уплотнительной поверхности путем переворачивания шайбы.

Данная конструкция клапаны позволяет работать в наклонно-направленных скважинах за счет направляющего штока. Так же уплотнительная поверхность запорного элемента образована сферической поверхностью, что позволяет обеспечить хорошую герметичность [34].

1.4.4 Управляемый клапан штангового насоса

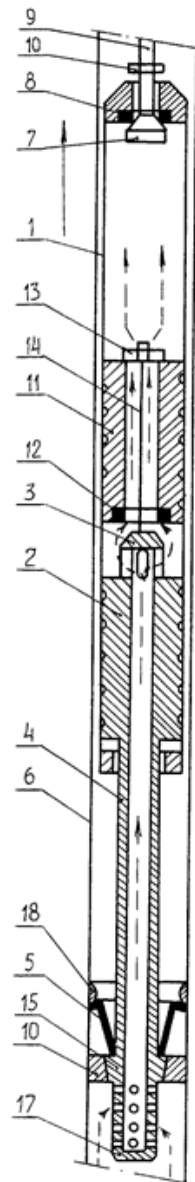


Рисунок 1.8 - Скважинный штанговый насос с управляемыми клапанами

Насос содержит цилиндр 1, плунжеры 2, всасывающий клапан 3, колонну насосных штанг 9. Цилиндр насоса выполнен подвижным относительно колонны насосно-компрессорных труб и снабжен управляемым нагнетательным клапаном и крестообразным ограничителем хода 5, соединенными с колонной насосных штанг. Плунжеры расположены в цилиндре и выполнены подвижным и неподвижным. Неподвижный плунжер нижним концом соединен с полым штоком 4, верхним концом - с

расположенного в корпусе 1 клапана над его седлом 6, воздействуют потоком добываемой жидкости, возникающим по причине разности давлений между разделенными всасывающим клапаном полостями. При работе всасывающего клапана осуществляют в ритме работы насоса механическую очистку клапанной полости и принудительное закрытие всасывающего клапана под воздействием на него дополнительного усилия. При отказе всасывающего клапана его принудительное закрытие осуществляют путем механического воздействия на него нижним окончанием плунжера 8 в сочетании с расхаживанием последнего. Устройство для обеспечения работы всасывающего клапана глубинного штангового насоса, в клапанной полости которого над седлом с его держателем расположен плавающий шарик, состоит из соединенного с насосными трубами цилиндра с центральным расположением полого плунжера, соединенного с приводной колонной насосных штанг, расположенного в нижнем конце полого плунжера нагнетательного клапана. В клапанной полости всасывающего клапана предусмотрены верхний ограничитель его подъема с отверстиями для прохождения добываемой жидкости 8, направляющая клапана 10 и боковые продольные выемки для прохождения добываемой жидкости. Верхний ограничитель всасывающего клапана установлен с возможностью возвратно-поступательного движения в пределах рабочего хода клапана и взаимодействия с нижним окончанием плунжера. Направляющие выполнены на боковой поверхности клапанной полости всасывающего клапана. Их контур соответствует контуру наружной образующей поверхности верхнего ограничителя. На корпусе клапана выполнены выступы для взаимодействия с опорными ушками верхнего ограничителя. Конструкция позволяет повысить эффективность работы всасывающего клапана и насоса в целом [39].

1.4.6 Самоустанавливающийся управляемый всасывающий клапан глубинного штангового насоса

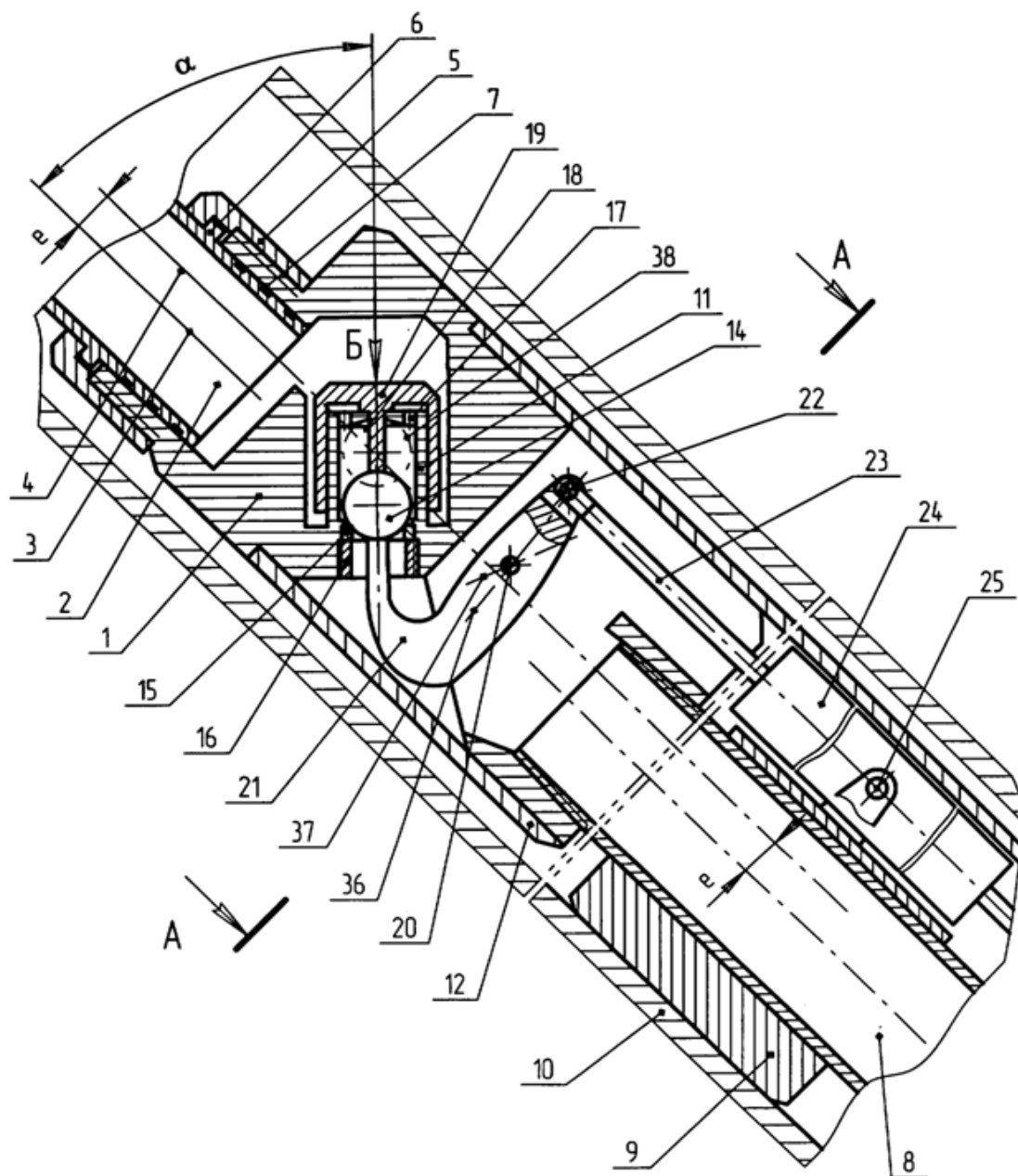


Рисунок 1.10 - Самоустанавливающийся управляемый всасывающий клапан
глубинного штангового насоса

Корпус клапана выполнен в диаметре больше, чем насос и установлен эксцентрично относительно насоса и с возможностью поворота друг относительно друга. Ось клапанной полости расположена под углом к оси насоса и находится в одной плоскости вместе с эксцентриситетом,

образованным между корпусом клапана и насосом. Насос вместе с корпусом клапана расположен на контактирующей с обсадной колонной опоре скольжения с возможностью возвратно-поступательного движения. Всасывающий клапан снабжен механизмом управления, выполненным в виде груза, расположенного на клапанной клетке и соединенного с центральным стержнем, установленным в верхнем ограничителе шарика всасывающего клапана с возможностью взаимодействия с последним. Другая часть механизма управления представляет из себя установленный на шарнире толкатель, один конец которого расположен с возможностью взаимодействия с шариком всасывающего клапана через седло, а другой соединен шарнирно со штоком гидравлического амортизатора двустороннего действия, связанного с опорой скольжения. Поршень гидравлического амортизатора двустороннего действия снабжен рабочими дроссельными отверстиями прямого и обратного хода, оснащенные соответствующими подпружиненными к торцам поршня шайбами прикрытия.

Данная конструкция обеспечивает надежную работу клапана в условиях добычи высоковязкой, с повышенным содержанием парафина нефти из наклонно направленных скважин, предотвращает преждевременное истирание эксплуатационной колонны на участке контактирования ее с насосом [37].

1.4.7 Клапан Костыченко Е.В.

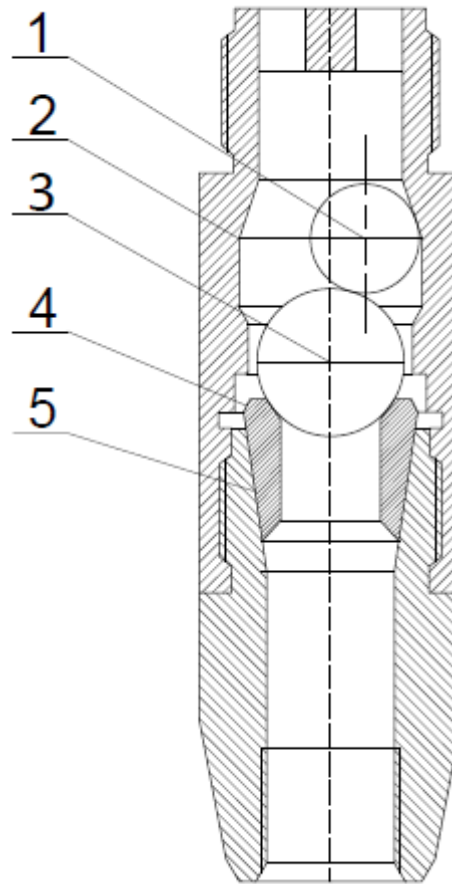


Рисунок 1.11 - Клапан Костыченко

Клапан имеет в своей конструкции особенность: два запорных элемента 1, 3 в виде сферы. Второй дополнительный элемент является вспомогательным, служащий для затормаживания вращения рабочего шарика при посадке его на седло, а также для увеличения нагрузки на клапан. Из-за двух запорных элементов клетка клапана удлинена 2. Седло 4 имеет внешнюю коническую посадочную поверхность для установки в обойму 5.

Приведенные выше различные конструкции клапанов говорят, что на данный момент применение шариковых не является наиболее эффективным видом конструкции, а также разрабатываются новые модификации. Поэтому необходимо вести своевременный расчет и подбор клапанов для конкретных условий эксплуатации. Это позволит увеличить наработку клапана за счет

уменьшения гидравлических потерь в узле и увеличит ресурс всей установки в целом [44].

1.4.8 Самоустанавливающийся всасывающий клапан глубинного штангового насоса

Устройство предназначено для использования в области нефтедобывающей промышленности в скважинных штанговых насосных установках. Корпус клапана относительно насоса установлен эксцентрично и с возможностью поворота друг относительно друга с сохранением герметичности в поворотной паре. Ось клапанной полости расположена под углом к оси насоса и находится в плоскости расположения эксцентриситета, образованного между корпусом клапана и насосом. Корпус клапана снабжен колесной парой, ось которой расположена перпендикулярно оси насоса, а колеса - симметрично по отношению к эксцентриситету, образованному между корпусом клапана и насосом. Конструкция самоустанавливающегося всасывающегося клапана для работы в наклонно-направленных скважинах позволяет его самоустановку в оптимальном рабочем положении, обеспечивающем наибольшую производительность, создает возможность для применения широкопроходных всасывающих клапанов. Применение колесной пары исключает преждевременный износ эксплуатационной колонны. 3 ил.

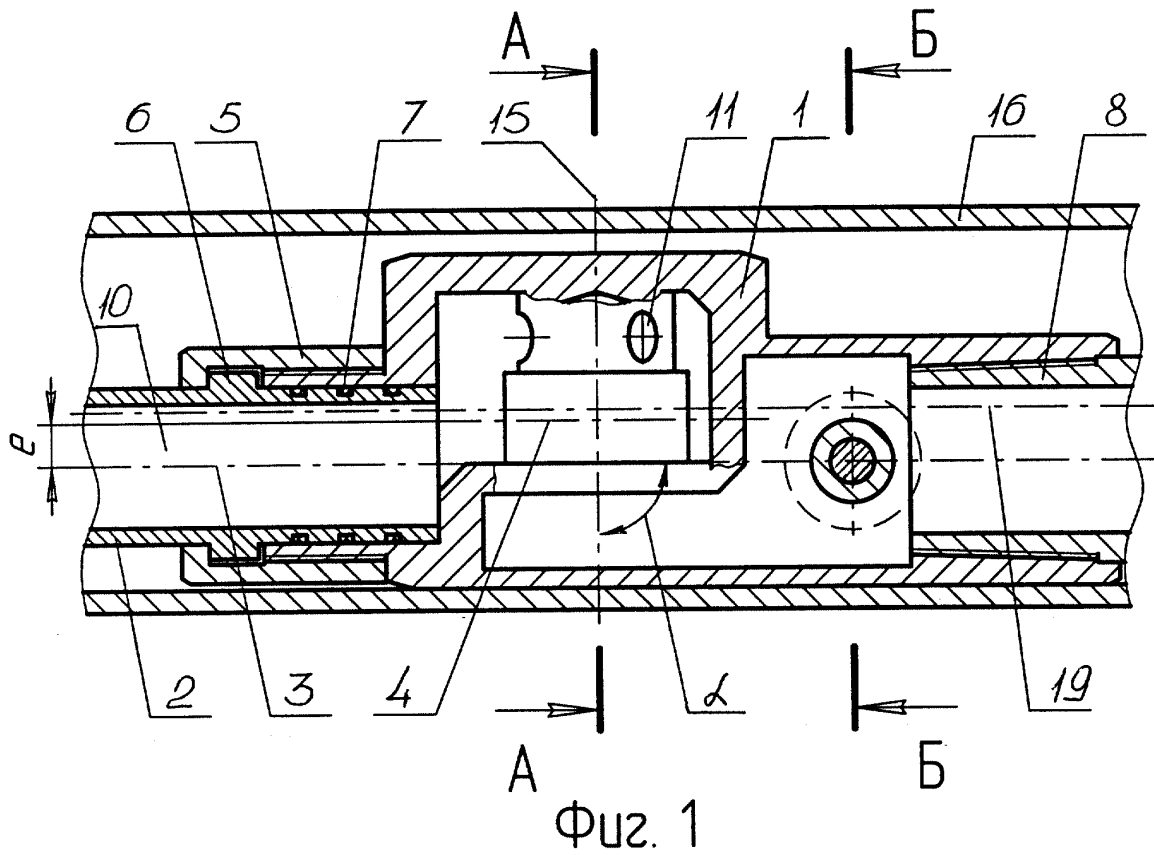


Рисунок 1.12 - Самоустанавливающийся всасывающий клапан штангового насоса

1.4.9 Золотниковый клапан для штанговых глубинных насосов

Золотниковый клапан — устройство, направляющее поток жидкости или газа путём смещения подвижной части относительно окон в поверхности, по которой она скользит. Данный вид клапанного узла стал применяться для установки в штанговые насосы весьма недавно.



Рисунок 1.13 - Золотниковый клапан

Так как насосы работают в сложных условиях применение стандартных шариковых клапанов не обеспечивает своевременное открытие и закрытие в период всасывания и нагнетания. Золотниковый клапан имеет направляющую, которая обеспечивает принудительную посадку запорного элемента на седло, что позволяет увеличить коэффициент наполнения насоса.

Выводы

Проведен анализ видов механизированной добычи нефти, из которого видно, что штанговые насосы занимают второе место по количеству добытой нефти в РФ. Данный вид оборудования может работать в сложных условиях эксплуатации благодаря малым продольным и диаметральному габаритам.

Было проведено исследование анализа отказа штанговых насосов, из которого следует, что ряд компонентов насоса требует исследования для повышения эффективности работы оборудования.

Одним из таких элементов является клапанный узел. Клапаны в штанговых насосах должны подбираться под конкретные условия эксплуатации, что позволит уменьшить утечки через насос, следствием чего является повышение коэффициента наполнения насоса.

Сейчас помимо шариковых клапанов (а) нашли применение в штанговых насосах: тарельчатые (б), каплевидные (в) и золотниковые (г) клапаны, приведенные на рисунке 1.14, но эти конструкции пока не нашли широкого применения так как не изучены их характеристики.

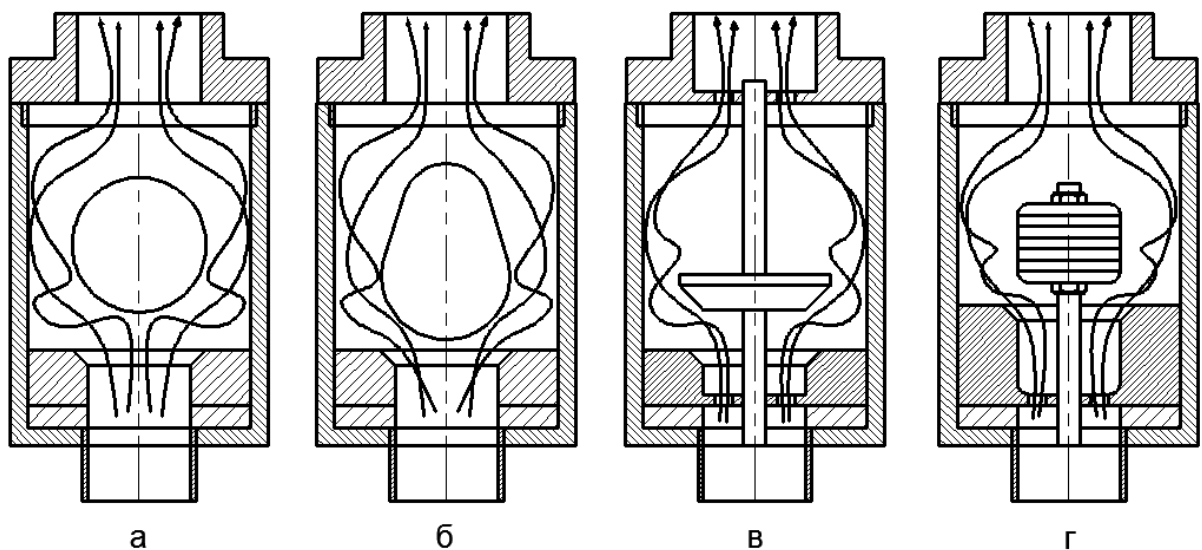


Рисунок 1.14 - Исследуемые клапанные узлы

В дальнейшем автором будут более рассмотрены приведенные выше конструкции клапанных пар. Каждая конструкция имеет свои особенности, благодаря которым она может исправно работать в скважине.

2 Обзор выбранных конструкций и исследований работы клапанных систем

2.1 Производители клапанов

В настоящее время существует ряд компаний, занимающихся производством клапанных узлов для СШНУ: «DeloroStellite», «Weatherford», «SanghaiStellite», «Quinn Pumps», «RGP Group». Также производство данных клапанов нормируется по ГОСТ Р 51896-2002 и Standart API SPEC 11 X.

Как видно из первой главы в настоящее время разрабатывается разнообразные конструкции клапанных узлов для применения в штанговых насосах. Каждая конструкция имеет свои особенности, они позволяют работать им в сложных условиях, которые с каждым днем становятся все сложнее. Но существует ряд конструкций, которые получили наибольшее распространение. Нами выбраны четыре такие конструкции, применяемые в штанговых насосах: шариковый, тарельчатый, «каплевидный» и «пальцевидный» клапаны. Далее рассмотрим каждую конструкцию отдельно.

2.1.1 Шариковый клапан

Наиболее популярный вид клапанного узла – шариковый (рис.2.1). Данные клапаны могут иметь три исполнения по конструкции седла клапана – с цилиндрическим седлом (б), цилиндрическим седлом с буртом (а) и с сборным седлом типа КТ (в). Оба исполнения могут иметь нормальный и уменьшенный диаметры шара.

Продолжение таблицы 2 – Характеристики клапанов

К-253-222	25,35	22,225	27,9 - 29,1				
К-313-238	31,35	23,813	31,5 - 32,8	КБ-313-238	31,35	23,813	31,5 - 32,8
				КБ-313-222	31,35	22,225	30,4 - 31,6
К-363-270	36,35	26,988	33,9 - 35,2	КБ-363-270	36,35	26,988	33,9 - 35,2
				КБ-363-254	36,35	25,4	32,8 - 34
К-363-286	36,35	28,575	35,1 - 36,4	КБ-363-286	36,35	28,575	35,1 - 36,4
К-423-317	42,35	31,75	37,4 - 38,8	КБ-423-317	42,35	31,75	37,4 - 38,8
К-483-349	48,35	34,925	39,8 - 41,1	КБ-483-349	48,35	34,925	39,8 - 41,1
				КБ-483-317	38,35	31,75	37,4 - 38,8
К-483-381	48,35	38,1	42,2 - 43,5	КБ-483-381	48,35	38,1	42,2 - 43,5
К-603-429	60,35	42,862	50,8 - 52,1	КБ-603-429	60,35	42,862	50,8 - 52,1
				КБ-603-381	60,35	38,1	42,2 - 43,5
К-603-508	60,35	50,8	56,7 - 58,1	КБ-603-508	60,35	50,8	56,7 - 58,1
К-738-540	73,8	53,975	59 - 60,4	К-738-508	73,8	50,8	56,7 - 58,1
К-798-600	79,8	60	68,5 - 70,0	КБ-798-600	79,8	60,0	68,5 - 70
К-798-698	79,8	69,8	75,8 - 77,3	КБ-798-698	79,8	69,85	75,8 - 77,3
К-878-698	87,8			КБ-878-600	87,8	60,0	68,5 - 70
К-978-730	97,8	73,025	78,2 - 79,7	К-978-762	97,8	76,2	80,6 - 82,1
К-1038-762	103,8	76,2	80,6 - 82,1				

В зависимости от характера откачиваемой среды детали клапанов изготавливают из различных материалов, приведенных в таблице 3 [2].

Таблица 3 - Виды материалов клапана

Материал шара	Материал седла
Нержавеющая закаленная сталь	Нержавеющая закаленная сталь
Нержавеющая закаленная сталь	Спеченный металлопорошок
Нержавеющая закаленная сталь	Твердый сплав (карбид вольфрама)
Нержавеющая закаленная сталь	Нержавеющая закаленная сталь с кольцом из твердого сплава (карбид вольфрама)
Твердый сплав (карбид вольфрама)	Твердый сплав (карбид вольфрама)
Металлокерамика	Нержавеющая закаленная сталь с кольцом из твердого сплава (карбид вольфрама),

Продолжение таблицы 3 – Виды материалов клапана

Стеллит (сплав кобальта, никеля и хрома)	Стеллит (сплав кобальта, никеля и хрома)
--	--

Вопрос связанный с материалом исполнения шариковых клапанов, важен. Так как соотношение твердостей материала седла и материала шара влияют на скорость изнашивания контактирующих поверхностей клапана.

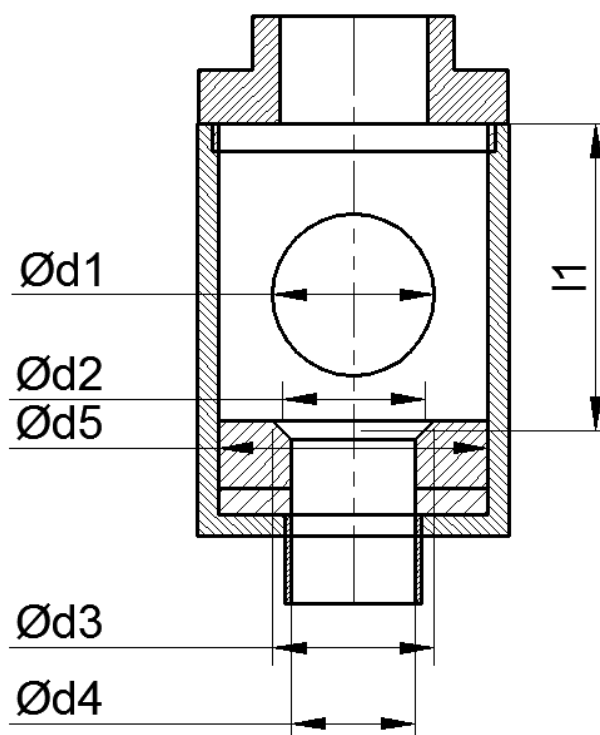


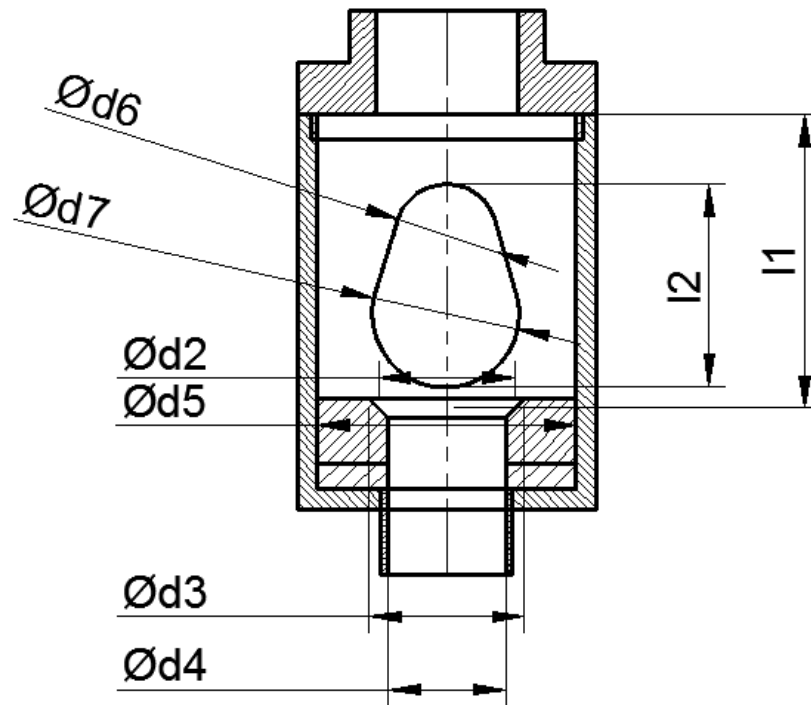
Рисунок 2.2 - Схема шарикового клапана

На рисунке 2.2, представлена схема шарикового клапана с основными геометрическими размерами.

2.1.2 Каплевидный клапан

Каплевидный клапан имеет схожую конструкцию с шаровым, но запорным элементом является элемент каплевидной формы, конструкция каплевидного клапана на рисунке 2.3. Благодаря вытянутой форме запорного элемента жидкость при проходе через клапан почти не создает завихрений потока, а сразу выходит из клапанного узла. Благодаря таким

характеристикам в каплевидном клапане лучшие гидравлические характеристики. Это позволяет ему работать для откачки более вязкой нефти, так же существуют конструкции клапана с направляющей осью, такая конструкция так же может работать в наклонно-направленных скважинах.



Рисунке 2.3 - «Каплевидный» клапан

Так же рисунке 2.3, приведены основные размеры «каплевидного» клапана.

2.1.3 Тарельчатый клапан

В поршневых машинах в основном используются тарельчатые клапана с пружинной нагрузкой. В штанговых насосах пружинные тарельчатые клапаны раньше не находили применения, так как в пластовой жидкости с повышенным содержанием сероводорода пружины не работоспособны.

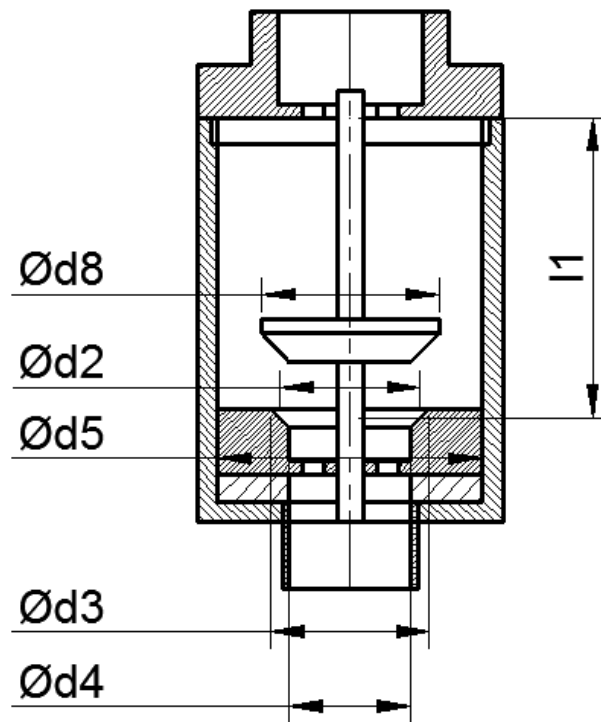


Рисунок 2.4 - Схемы тарельчатых клапанов штанговых насосов

На рис.2.4, показана схема тарельчатого клапана, предназначенного для установки в штанговый насос.

Но несмотря на приведенные выше недостатки пружинного клапана его конструкция больше всех подходит для работы в штанговом насосе. Для примера перечислим преимущества пружинного тарельчатого клапана над шариковыми клапанами:

- В клапанах с одинаковым проходным сечением масса тарели в пружинном клапане намного меньше массы шара в шариковом клапане;
- Тарель имеет направление и каждый раз садится на уплотняемую поверхность на седле, тем самым обеспечивается безударная посадка;
- Удельные нагрузки в тарельчатом клапане на 30..50% меньше чем в шариковых;

- Тарельчатый клапан занимает меньше пространства в насосе;
- Клапан имеет сравнительно низкую стоимость по отношению к шариковым.

Вместо пружины для прижатия тарели к посадочной поверхности могут использоваться: электромагнитное поле и за счет веса запорного элемента. Угол конуса седла и тарели в среднем составляет от $45^{\circ} - 60^{\circ}$. Седла клапанов штампуются из хромокремнистой или хромной стали, закаленной до HRC 50-65. Тарельчатые клапаны применяются для откачки высоковязкой нефти, способны работать в искривлённых скважинах за счёт принудительной посадки запорного элемента [64].

2.1.4 Золотниковый клапан

«Золотниковый клапан» имеет несколько особенностей отличающих его от других клапанов. Клапан содержит корпус и запорный золотник с направляющим штоком и набором уплотнительных колец. Внутренняя часть корпуса выполнена в виде цилиндра. Уплотнительные кольца подпружинены изнутри эластичными кольцами круглого сечения. Золотник заканчивается буртом с конической и плоской поверхностями. Клапан выполнен с двумя независимыми контурами герметизации. Один контур образован конической поверхностью бурта золотника при сопряжении с выполненным в корпусе коническим буртом. Второй контур образован между поверхностью цилиндра и набором уплотнительных колец. Уплотнительные кольца попарно эксцентрично смещены друг от друга на 180° . Каждая последующая пара смещена относительно предыдущей на угол $360^{\circ}/2n$, где n - число пар уплотнительных колец. Со свободного торца золотника установлена шайба. Эта шайба поджимает к плоской поверхности бурта золотника набор уплотнительных колец [64].

Благодаря такой конструкции зазор в сопряжении равен нулю. Такая конструкция также создает «бреющий» эффект, исключая выпадение парафина и возможность попадания механических примесей в зону контакта золотника с седлом.

Данный вид клапана обладает повышенным ресурсом сёдел клапанов за счет высокой износостойкости и коррозионной стойкости, обеспечиваемых алмазно-кластерным покрытием рабочих поверхностей.

Такие клапаны применяются сравнительно недавно для работы в боковых стволах, в которых насос находится в горизонтально положении. Схема данной конструкции клапана приведена на рисунке 2.6.

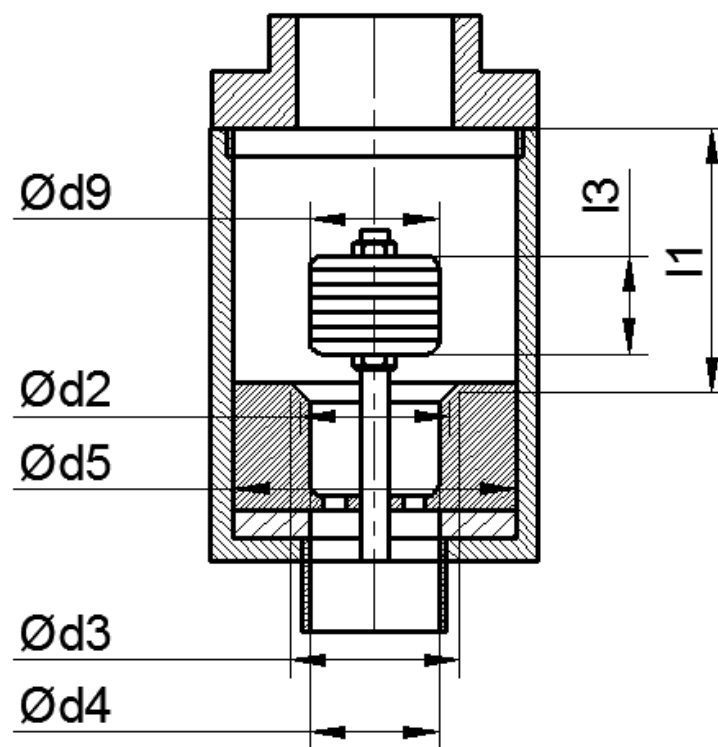


Рисунок 2.6 - «Золотниковый» клапан

Далее приведены основные характеристики и обозначение данного вида клапанов (таблица 4).

Таблица 4 - Основные характеристики и обозначения клапанов

Название	Тип клапана	Соответствие стандарту API-11AX	Внешний диаметр седла, d_4 , мм	Тип соответствующего насоса по ОСТ 26-16-06-86	Проходное сечение, f , см ²
"Норма 38"	всасывающий	V 11-150	1 1/2"	НВ1Б 38-XX-XX	5,70
	нагнетательный			НВ2Б 38-XX-XX	2,65
"Норма 44"	всасывающий	V 11-175	1 3/4"	НН2Б 44-XX-XX	4,40
	нагнетательный			НВ1Б 44-XX-XX	4,40
"Норма 57"	всасывающий	V 11-225	2 1/4"	НН2Б 57-XX-XX	8,50
	нагнетательный				5,70
"Норма 73"	обратный	V 11-245		ЭЦН (с диаметром НКТ 73)	11,78

Приведенные выше конструкции клапанов имеют различные характеристики, для подбора клапанного узла в конкретные условия эксплуатации. Необходимо выделить критерий, который позволит сравнивать клапаны и подбирать наиболее оптимальную конструкцию для определенных условий.

2.2 Теоретические исследования в области гидравлических процессов работы клапанов

Расчетами и определением характеристик работы клапанов занимались многие ученые. Первым в данной сфере был Пирвердян А.М., в 1948-1952 годах опираясь на гидравлические расчеты запорных элементов им была разработана теория шарикового клапана глубинного штангового насоса, которая учитывала: перемещение запорного элементе вдоль оси седла, геометрические характеристики клапана. На выходе Пирвердян А.М. получил дифференциальное выражение для расчета скорости посадки запорного элемента (2.1):

$$\frac{dh_1}{dt} + \frac{h_1^2 + r_0^2 - R^2}{Rr_0} \varepsilon v_{щ} = \frac{Fw_2S}{2f_0} \sin(w_2 t) \quad (2.1)$$

Где:

h_1 - расстояние центра шара от седла при его подъеме или опускании,

мм;

r_0 – радиус отверстия в седле клапана, мм;

R – радиус шара, мм;

ε – коэффициент сжатия струи, проходящей через щель;

$v_{щ}$ – скорость жидкости в щели клапана, м/с;

F – площадь сечения плунжера, м²;

w_2 – угловая скорость вала, рад/с;

S – длина хода плунжера, м;

f_0 – площадь седла клапана, м².

Далее была получена зависимость величины подъема шарика (2.2) и из нее было получено выражение описывающее скорость посадки запорного элемента (2.4) [16].

$$h = \frac{F\omega SRr_0}{4h_0 f_0 \varepsilon v_{щ0}} \sin(\omega t) - \frac{F\omega^2 SR^2 r_0^2}{5h_0^2 f_0 \varepsilon^2 v_{щ0}^2} \cos(\omega t) \quad (2.2)$$

Где:

$$h_0 = \sqrt{R^2 - r_0^2};$$

$$v_{цр} = \sqrt{\frac{2gQ_{ш}(\gamma_1 - \gamma)}{\lambda_0 f_0 \gamma}} \quad (2.3)$$

Где:

$Q_{ш}$ – объем шарика, м³;

λ_0 – среднее значение коэффициента, зависящее от размеров клапана и седла;

γ_1, γ – плотность жидкости и шара, кг/м³.

$$v_{нос} = C \frac{Fn^2 S \gamma^{1/2}}{Q_{ш}^{1/2} (\gamma_1 - \gamma)^{1/2}} \quad (2.4)$$

Где:

C - коэффициент пропорциональности, зависящий от размеров клапана и его конструкции.

Данная формула (2.4) учитывает только движение шара относительно седла, то есть предназначена для расчета скорости элемента, имеющего одну степень свободы. Но шар в клапанном узле имеет шесть степеней свободы, он может вращаться и перемещаться вдоль поверхности седла [21].

Немного позже расчетом показателей работы клапанных узлов занимался Давлетшин Х.Г.[12-15]. На основе экспериментальных данных им была получена теория, учитывающая все шесть степеней свободы запорного

элемента. Данная теория является более точной, как как учет вращения запорного элемента является важным фактором в работе клапана.

Опираясь на расчеты Пирвердяна А.М. Давлетшин Х.Г. получил формулу (2.5) расчета высоты подъема запорного элемента. Допущениями в расчете являлись: постоянство коэффициента расхода, равенство расхода жидкости, вытесняемой клапаном [11].

$$h = \sqrt{\frac{RFS\omega}{2\mu b} \left(\sin(\omega t) - \frac{r^2 \omega \cos(\omega t) \sqrt{2\mu - b}}{2 \sqrt{RFS\omega \sin(\omega t) + 2\mu b h_0^2}} \right)} + h_0^2 - h_0 \quad (2.5)$$

Где:

$$b = \sqrt{2g\pi \frac{G}{\gamma}};$$

μ – коэффициент расхода через клапан;

G – вес шарика и жидкости;

$$G = (1 - \frac{\gamma}{\gamma_1}) \gamma_1 \frac{\pi d_1^3}{6} - \text{вес шарика и жидкости, Н;}$$

d_1 – диаметр шара, мм;

Теория, разработанная Давлетшиным Х.Г. далее была уточнена Зайцевым В.И. Который в свою очередь получил уравнение движения шарового клапана и на основе его анализа – формулы для случая работы клапана с постоянной посадочной скоростью и постоянным углом запаздывания посадки шара о седло.

В дальнейшем расчетами теории работы клапанов занимались: Степанова И.С.[16-20], Захаров Б.С.[61,69], Захаров И.Б.[26,28], Молчанова А.Г.[21], Ивановский В.Н.[29-32].

В работе Степанова И.С. отмечено, что процесс протока жидкости через клапан имеет довольно сложный характер, так как скорость течения очень большая. Жидкость, поступающая в клапан, встречает на своем пути ряд видов сопротивления: сопротивление от трения о стенки, местные сопротивления от всех геометрических параметров клапана. Вести расчет каждого вида сопротивления не имеет смысла, так как они влияют на друг друга. Поэтому Степановой И.С. было предложено рассчитывать величину гидравлического сопротивления как для системы (2.7).

$$h = \xi_{\text{кл}} \frac{v_0^2}{2g} \quad (2.7)$$

Где:

$\xi_{\text{кл}}$ – коэффициент сопротивления клапанного узла;

v_0 – скорость жидкости в сечении седла клапана, м/с.

Но так как величина $\xi_{\text{кл}}$ меняется в течение работы клапана, расчет данного параметра был не возможен. И для расчета потерь напора по формуле (2.8) в клапане был выбран коэффициент расхода клапана, рассчитываемый по формуле (2.9).

$$h_{\text{пот}} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{1}{\mu^2} \frac{v_0^2}{2g} \quad (2.8)$$

Здесь:

$$v_0 = \frac{Q_0}{f_0}$$

Где:

Q_0 – расход жидкости через клапан, м³/с.

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\frac{2\Delta P}{\rho} \left(\frac{f}{Q}\right)^2}} \quad (2.9)$$

где, ΔP – перепад давления на клапане, МПа;

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³;

f – площадь проходного сечения, м²;

Q – расход жидкости через клапанный узел, м³/с;

Данный коэффициент рассчитывается при статичном положении клапана. Его значения позволяют дать оценку величине создаваемого гидравлического сопротивления в клапане при проходе через него откачиваемой среды.

В работе Молчановой А.Г.[21] был произведен расчет коэффициента расхода клапанов с различными геометрическим параметрами и с различными свойствами откачиваемой среды при максимально открытом положении клапана. Далее были построены сравнительные характеристики работы клапанных узлов, для оптимизации клетки клапана для различных условий эксплуатации.

Из расчета следует, что на величину создаваемого гидравлического сопротивления влияет геометрия клапанного узла и свойства перекачиваемой

среды. На основе данных расчетов Молчановой А.Г.[21] были предложены специальные конструкции клапанов для конкретных условий эксплуатации.

Так как коэффициент расхода в основном рассчитывается для крайних положений запорного элемента, он не дает полной картины о работе клапана. Для получения параметров клапана на протяжении всего цикла работы, нами решено рассчитывать коэффициент гидравлического сопротивления клапана ξ (2.7), данный коэффициент описывает весь процесс работы клапанного узла.

Коэффициент ξ , является функцией от давления и расхода, которые в свою очередь зависят от величины подъема запорного элемента. Коэффициент расхода клапана рассчитываемый по рекомендациям авторов, приведенных выше[29], так же взаимосвязан с коэффициентом сопротивления, в статичных положениях запорного элемента, что видно из формулы (2.7). Из данной формулы видно, что коэффициент расхода зависит от коэффициента сопротивления обратной зависимостью и под знаком радикала, вследствие чего можно сделать вывод, что при изменении коэффициента сопротивления в разы коэффициент расхода будет меняться не значительно.

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha + \xi}} \quad (2.7)$$

Где: ε – коэффициент сжатия потока жидкости;

α – коэффициент Кориолиса.

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\xi_{x=x_{max}} \xi_{x=x_{min}=0}}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{2}{\rho} \frac{dP}{dx} \left(\frac{f}{dQ}\right)^2}}; = \sqrt{\frac{1}{\frac{2\Delta P}{\rho} \cdot \left(\frac{f}{Q}\right)^2}} \quad (2.8)$$

Где: $\frac{\Delta P}{dx}$ – перепад давления на клапане при фиксированной величине подъема запорного элемента, МПа;

$\frac{dQ}{dx}$ – расход жидкости через клапанный узел при фиксированной величине подъема запорного элемента, м³/с;

x_{max} – максимальное перемещение запорного элемента клапана, м;

x_{min} – минимальное перемещение запорного элемента клапана, м.

Проведя анализ значений коэффициента ξ , был выявлен ряд параметров, влияющих на значение данного коэффициента:

- D – диаметр запорного элемента, мм;
- L – максимальная высота подъема запорного элемента, мм;
- d – средний диаметр посадочной поверхности, мм;
- ΔP – перепад давлений на клапане, МПа;
- τ_1 – вязкость перекачиваемой среды, Па·с;
- α – угол отклонения оси клапана от вертикали, град.

Так как значения данных параметров влияют на коэффициент ξ , то их следует считать основополагающими при выборе конструкции клапанного узла.

Выводы

Проанализировав имеющиеся методики расчета клапанных узлов штанговых насосов выявлено, что все они имеют ряд упущений, которые в свою очередь сильно влияют на рабочие характеристики как клапана, так и всего насоса. Так же было отмечено что, все предыдущие методики сводились к расчету коэффициента расхода клапана, который рассчитывается для статических систем. Данный параметр не в полной мере описывает работу клапана, в связи с этим нами предложено рассчитывать коэффициент

сопротивления клапана, который позволяет рассматривать клапанный узел как динамическую систему. Расчет коэффициента ξ , ведется на протяжении всей работы клапана и дает полную картину характеристик клапанного узла. Были определены параметры, которые сильно влияют на величину коэффициента ξ :

- $d_{1,6,7,8,9}$ – диаметр запорного элемента, мм;
- $l_{1,2,4,5}$ – максимальная высота подъема запорного элемента, мм;
- d_2 – средний диаметр посадочной поверхности, мм;
- ΔP – перепад давлений на клапане, МПа ;
- τ_1 – вязкость перекачиваемой среды, Па·с;
- α – угол отклонения оси клапана от вертикали, град.

Однако выше приведенными авторами не производились исследования клапанных систем в динамике. Следовательно, необходимо разработать математическую модель для расчета коэффициента сопротивления для клапанных систем.

На основе проведенного анализа были сформулированы задачи исследования:

- Разработать математическую модель работы СШНУ с целью определения кинематики движения жидкости в штанговом насосе и в клапанном узле.
- Разработать математическую модель работы клапанных узлов и получить сравнительные характеристики работы клапанов.
- Разработать математическую модель по расчету ударной нагрузки при посадке запорного элемента на поверхность седла.
- Создать методику испытаний клапанов по определению гидравлического сопротивления, скорости изнашивания и герметичности клапанных узлов.

- Создать стенды для проведения испытаний на изнашивание, определение гидравлического сопротивления и герметичности клапанных узлов.
- Создать методику подбора клапанных узлов для СШНУ в зависимости от условий эксплуатации.

3 Разработка математических моделей, методик и компьютерных испытаний клапанных систем

В данной главе выбраны объект исследования, определены исходные и граничные условия испытаний, заданы доверительные интервалы, намечен план работы.

Работа клапанных узлов складывается из своевременного открытия и закрытия в процессе всасывания и нагнетания перекачиваемой жидкости. В свою очередь скорость открытия и закрытия зависит от значения гидравлического сопротивления, создаваемого клапаном в процессе прохода через него жидкости, массы и геометрии запорного элемента клапана.

В верхнем и нижнем положении запорного элемента коэффициент сопротивления клапана считается постоянной величиной, это учитывается при его расчете по формуле (2.9). Во всех остальных положениях, данная величина изменяется, так как в процессе подъема запорного элемента меняются исходные параметры и граничные условия. В работах авторов [12,15,21,29,32], упомянутых выше, не учитывается данная часть работы клапанной пары. Хотя именно периоды перемещения запорного элемента клапана занимают большую часть времени работы клапана, следовательно, именно этот период времени подлежит самому пристальному изучению, так как это имеет большое влияние на работу клапана и всего насоса в целом.

Например, у различных конструкций клапанов значение коэффициента расхода μ совпадает, а значение коэффициента гидравлического сопротивления ξ в процессе работы (время подъема запорного устройства) может различаться в разы. В данном случае клапан, имеющий большее значение гидравлического сопротивления в процессе работы, будет иметь меньшую скорость закрытия, что приведет к большим утечкам через насос.

3.1 Математическая модель по расчету кинематических характеристик в точке подвеса насосного оборудования

Для расчета скорости закрытия клапана необходимо определить кинематические показатели в точке подвеса насоса. Эти параметры в свою очередь зависят от скорости движения штанговой колонны. Для определения кинематики движения штанговой колонны использовались формулы (3.1) [68].

$$\left\{ \begin{array}{l} s_A = \frac{k_1}{k} \left[r(1 - \cos(\varphi)) + \frac{r^2}{2 \cdot l} \sin^2(\varphi) \right] \\ v_A = \frac{k_1}{k} \left[r\omega \sin(\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \sin(2\varphi) \right] \\ a_A = \frac{k_1}{k} \left[\omega^2 r \cos(\varphi) + \frac{r}{l} \cos(2\varphi) \right] \end{array} \right. \quad (3.1)$$

Где:

s_A, v_A, a_A – перемещение, скорость и ускорение точки подвеса колонн штанг, м, м/с, м²/с;

k_1, k – соответствующие плечи балансира, м;

r – радиус кривошипа, м;

ω – угловая скорость кривошипа, рад/с;

l – длина шатуна, м;

φ – угол поворота кривошипа, град.

Определив кинематические показатели в точке подвеса колонны штанг, необходимо провести пересчет на точку подвеса насоса, так как колонна штанг в процессе работы имеет продольные деформации. В связи с этим данные параметры будут различаться. Для расчета продольных колебаний колонны штанг используются дифференциальные уравнения, аналогичные телеграфным:

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{\partial \sigma}{\partial x} = 2a\rho + \rho \frac{\partial v}{\partial t} \\ -\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{1}{E} \frac{\partial \sigma}{\partial t} \end{array} \right\} \quad (3.2)$$

Где:

σ – напряжение в данном сечении колонны штанг, МПа;

v – скорость в данном сечении колонны штанг, м/с;

a – константа вязкого трения;

ρ – соответственно плотность материала штанги, кг/м³.

Для получения конечных выражений параметров в точке подвеса насоса расчет зависимостей производилось по методике Чарнова И.А., Фрейдензона А.И. и Арустамовой Ц.Т. Итоговое выражение перемещения точки подвеса насоса приведено ниже (3.3)

$$U(l, t) = \left(|U_1| |\cos(kl)| \cos(\chi') - \frac{|P_1| |\sin(kl)|}{\frac{m\omega}{c} E f S} \cos(\lambda') \right) \cos(m\omega t) \\ \left(|U_1| |\cos(kl)| \sin(\chi') - \frac{|P_1| |\sin(kl)|}{\frac{m\omega}{c} E f S} \sin(\lambda') \right) \sin(m\omega t) \quad (3.3)$$

Где:

f_2 – площадь сечения штанги, м²;

l – глубина подвески насоса, м;

ω – угловая скорость кривошипа, рад/с;

m – суммарный вектор скорости колонны штанг, м/с;

λ', χ' – частные решения данного уравнения;

k, S – коэффициенты телеграфного уравнения;

U_1 – перемещения в точке подвеса колонны штанг на устье скважины, м;

c – скорость звука в материале штанги, м/с;

P_1 —растягивающие нагрузки в точке подвеса колонны штанг, Н.

Решение данного уравнения описывает значения перемещения в точке подвеса насоса(рис.3.1). Взяв первую и вторую производную, мы определили скорость(рис.3.2) и ускорение(рис3.3) в точке подвеса оборудования, то есть определим скорость течения жидкости через насос.

По разработанной математической модели выполнены расчеты которые представлены ниже. Данный расчет проводился в программном пакете Math Cad 14.

Уточненный расчет:

$$\underline{\underline{A}} := \frac{(1^2 + p^2) + (k^2 - r^2)}{2 \cdot 1 \cdot k} = 2.3 \quad A_1 := \frac{(1^2 + p^2) - (k^2 - r^2)}{2 \cdot 1 \cdot r} = 2.3$$

$$B := \frac{p \cdot r}{1 \cdot k} = 0.388 \quad B_1 := \frac{p \cdot k}{1 \cdot r} = 0.388$$

	0
0	1.418i
1	1.438i
2	1.458i
3	1.478i
4	1.497i
5	1.516i
6	1.534i
7	1.55i
8	1.566i
9	1.581i
10	1.594i
11	1.606i
12	1.617i
13	1.625i
14	1.633i
15	...

$$\beta := \arccos(A - B \cdot \cos(\phi)) =$$

$$\theta := \gamma + \phi_0 - \frac{\pi}{2}$$

$$\alpha := \arccos(A_1 + B_1 \cdot \cos(\gamma)) = 1.62i$$

$$\underline{\underline{\varepsilon}} := \beta + \theta - \frac{\pi}{2}$$

$$\gamma := \operatorname{acot}\left(\frac{\sin(\phi)}{\frac{p}{r} + \cos(\phi)}\right) + \operatorname{acot}\left(\frac{\sin(\beta)}{\frac{k}{1} - \cos(\beta)}\right) =$$

	0
0	4.235+3.102i
1	4.2+2.874i
2	4.167+2.727i
3	4.135+2.621i
4	4.106+2.54i
5	4.079+2.477i
6	4.055+2.426i
7	4.036+2.385i
8	4.021+2.351i
9	4.013+2.323i
10	4.012+2.301i
11	4.022+2.282i
12	4.046+2.267i
13	4.088+2.255i
14	4.154+2.245i
15	...

Угол ϕ в крайнем нижнем и крайнем верхнем положениях точки D сочленения кривошипа с шатуном:

$$\phi_{HD} := -\arccos\left[\frac{p^2 - k^2 + (1-r)^2}{2 \cdot p \cdot (1-r)}\right] = -0.482i$$

$$\phi_{BD} := \pi - \arccos\left[\frac{p^2 - k^2 + (1+r)^2}{2 \cdot p \cdot (1+r)}\right]$$

Угол ϵ_d дезаксиала между направлениями линии шатуна в крайних нижнем и верхнем положениях точки B:

$$\epsilon_d := \arccos\left[\frac{p^2 + k^2 + (1+r)^2}{2 \cdot p \cdot (1+r)}\right] - \arccos\left[\frac{p^2 - k^2 + (1-r)^2}{2 \cdot p \cdot (1-r)}\right] = 0.732i$$

Перемещение точки B подвеса колонны насосных штанг от крайнего нижнего положения равно:

$$\gamma_{max} := \arccos\left[\frac{k^2 + 15 + p^2 - (1+r)^2}{2 \cdot k \cdot r}\right] = 3.142 - 1.863i$$

$$S := k_1 \cdot (\gamma_{max} - \gamma) =$$

	0
0	-2.186-9.93i
1	-2.117-9.474i
2	-2.05-9.179i
3	-1.987-8.967i
4	-1.929-8.806i
5	-1.875-8.68i
6	-1.828-8.578i
7	-1.788-8.496i
8	-1.759-8.428i
9	-1.742-8.373i
10	-1.741-8.327i
11	-1.761-8.29i
12	-1.809-8.259i
13	-1.893-8.235i
14	-2.026-8.216i
15	...

Скорость точки Б:

$$v := k_1 \cdot \omega \cdot r \cdot \frac{\sin(\alpha)}{\sin(\beta)} =$$

	0	
0	37.461	
1	36.63	
2	35.822	
3	35.045	
4	34.305	$k_1 = 2$
5	33.606	$\omega = 15$
6	32.954	
7	32.35	
8	31.796	
9	31.294	
10	30.845	
11	30.449	
12	30.107	
13	29.819	
14	29.585	
15	...	

Ускорение точки Б:

$$\xi := -I_4 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{k_1}{k} \cdot \frac{p}{1} \cdot \frac{\cos(\alpha) \cdot \sin(\gamma) + \frac{r \cdot \sin(\alpha) \cdot \frac{1 \cdot \sin(\phi)}{\tan(\beta)}}{k}}{\sin(\beta)^2}$$

Динамический расчет:

$$\alpha := 25 \quad E := 2 \cdot 10^{11} \text{ МПа} \quad f_{\text{трение}} := 0.25 \quad f_{\text{штанг}} := 0.425$$

$$P_{\text{жид}} := 10000 \text{ кН} \quad L := 1000 \text{ м} \quad S_a := 1.5 \text{ м}$$

$$P_{\text{штанг}} := 5000 \text{ кН}$$

Определение сил инерции:

Деформация штанг:

$$\lambda_{\text{штанг}} := P_{\text{жид}} \cdot \frac{L}{E \cdot f_{\text{штанг}}}$$

$$\lambda_{\text{трение}} := P_{\text{жид}} \cdot \frac{L}{E \cdot f_{\text{трение}}} \quad m_{\omega} := \sqrt{\omega \cdot \frac{S_a}{g}}$$

$$\psi := \frac{1}{1 + f_{\text{штанг}} + f_{\text{трение}}}$$

В данном примере были рассчитаны динамические составляющие нагрузки при работе штанговой насосной установки с исходными данными приведенными выше. На графиках, приведенных на рисунках 3.1 – 3.3, видно, как различаются кинематические характеристики в токе подвеса насоса от точки подвеса колонны штанг. При этом считаем, что жидкость несжимаема и поток не имеет разрывов.

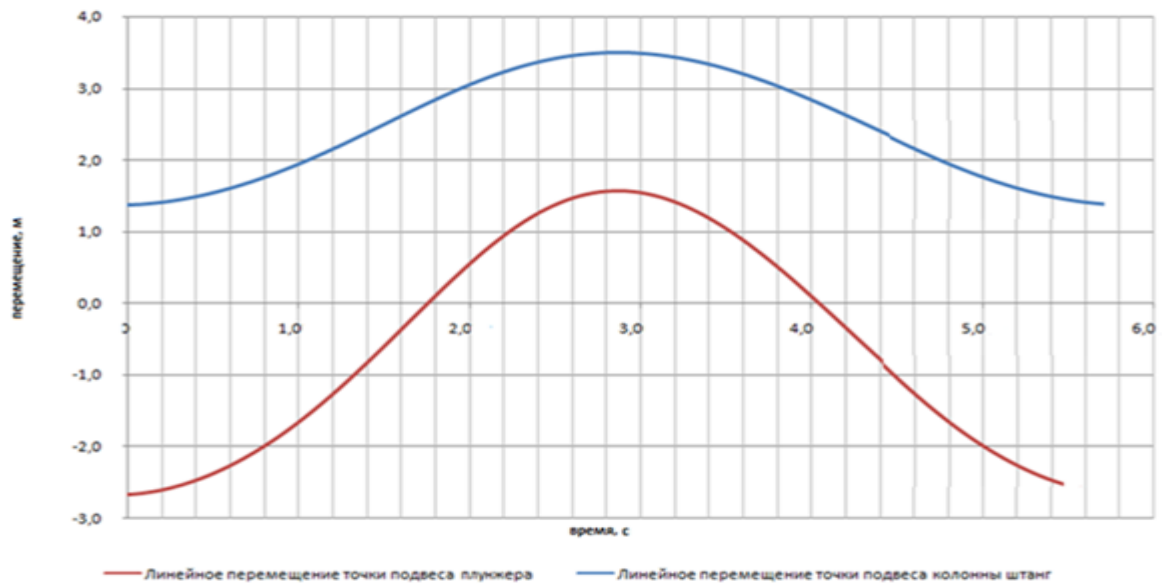


Рисунок 3.1 - Линейные перемещения плунжера в точке подвеса насоса и полированного штока в точке подвеса колонны

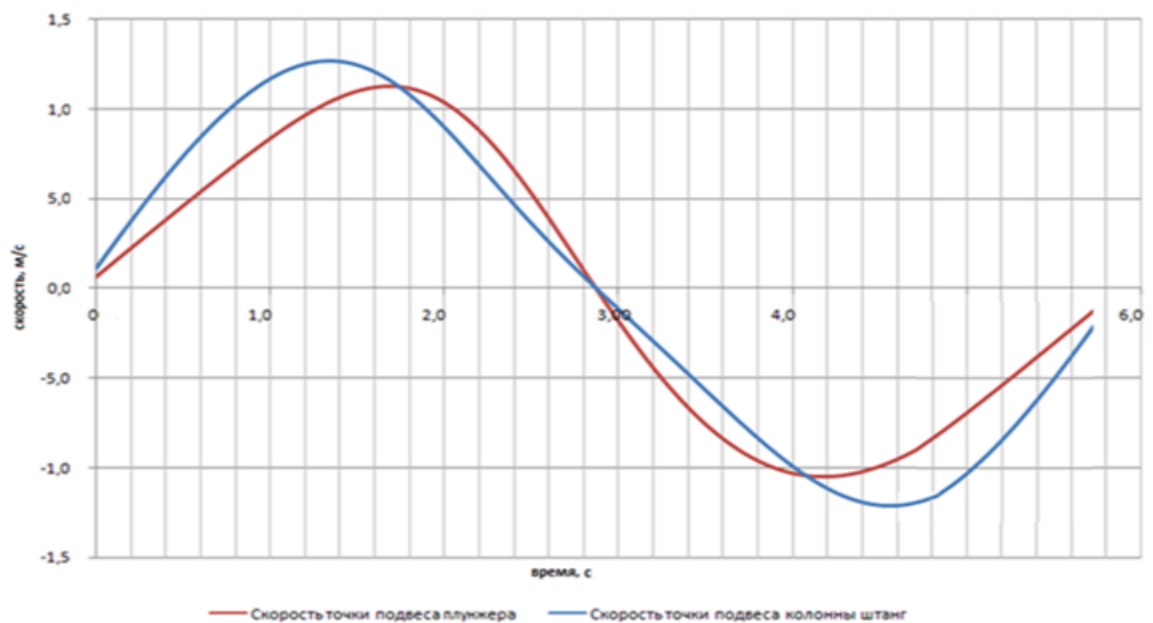


Рисунок 3.2 - Линейная скорость плунжера в точке подвеса насоса и полированного штока в точке подвеса колонны

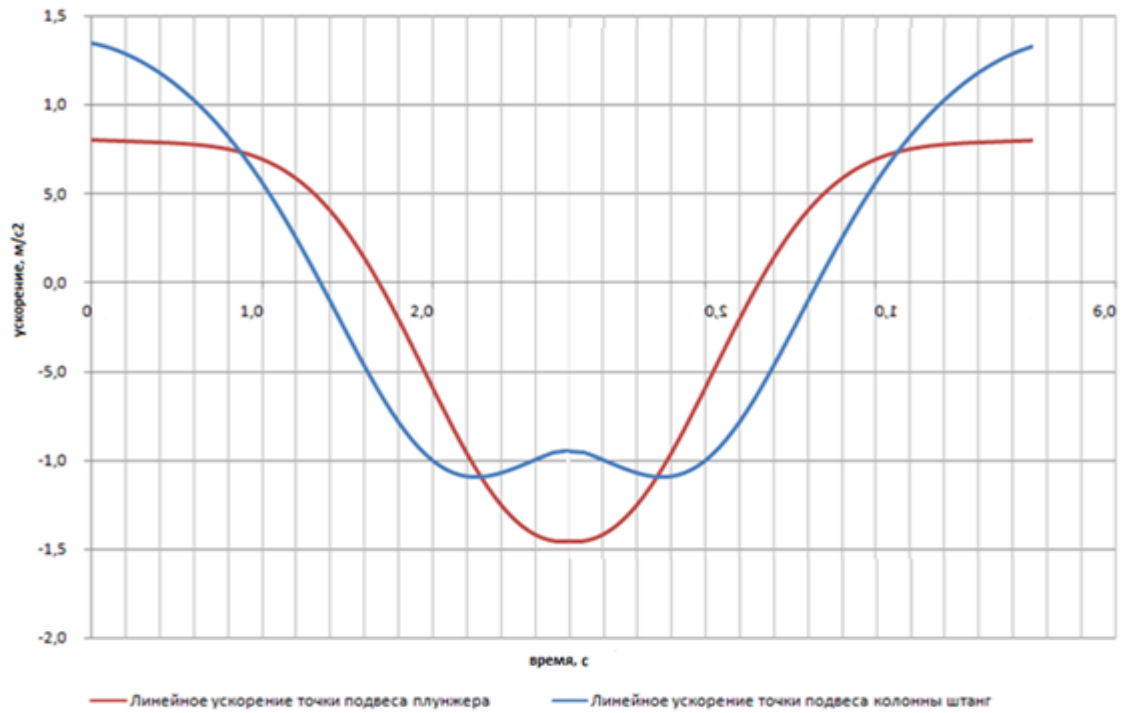


Рисунок 3.3 - Линейное ускорение плунжера в точке подвеса насоса и полированного штока в точке подвеса колонны

Как видно из приведенных выше графиков значения ускорений сильно увеличивается с увеличением длины колонны, то есть с увеличением длины колонны увеличиваются динамические составляющие, что приводит увеличению металлоемкости конструкции привода.

Для проверки достоверности расчетов, проведенных в MathCad была разработана математическая модель привода станка-качалки в программном пакете Solid Works. Схема расчета приведена на рисунке 3.4.

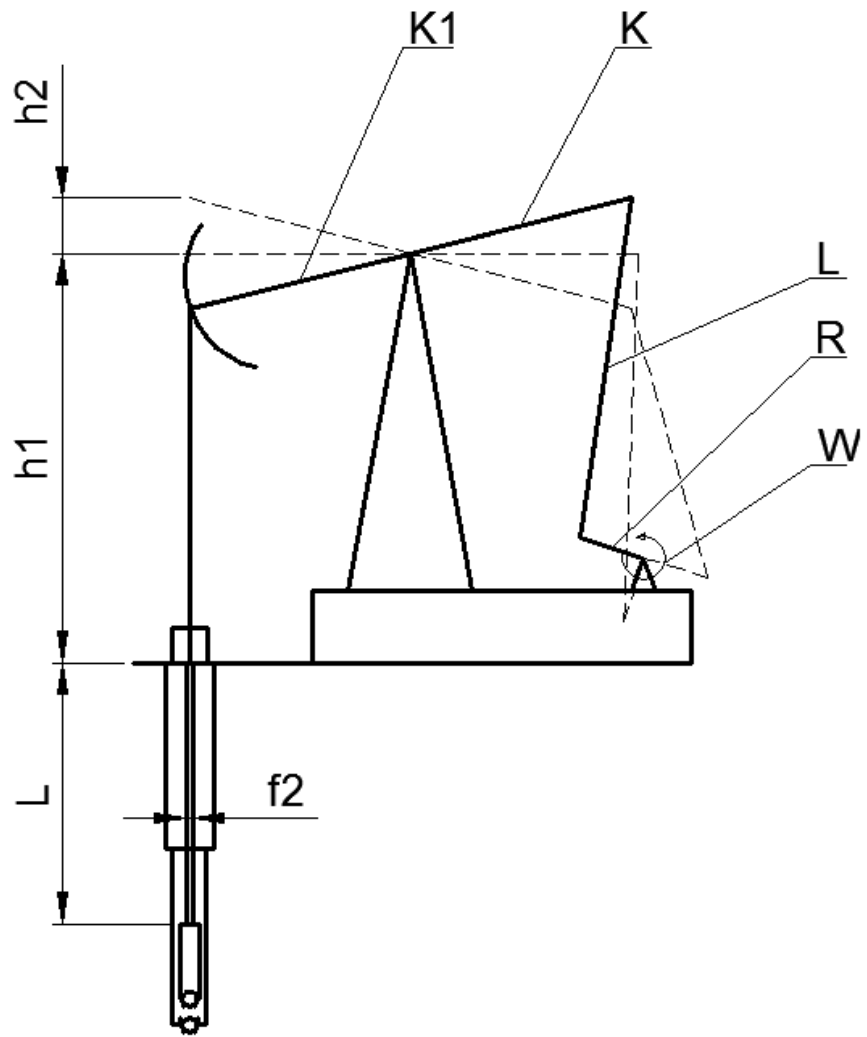


Рисунок 3.4 - Схема расчета кинематики движения штанговой колонны

Где:

L_1 – длина колонны штанг, м;

h_1 – расстояние от точки подвеса колонны до средней линии головки балансира, м;

h_2 – расстояние от средней линии до верхней мертвой точки головки балансира, м.

Визуализация результатов эксперимента приведена на рисунке 3.5.

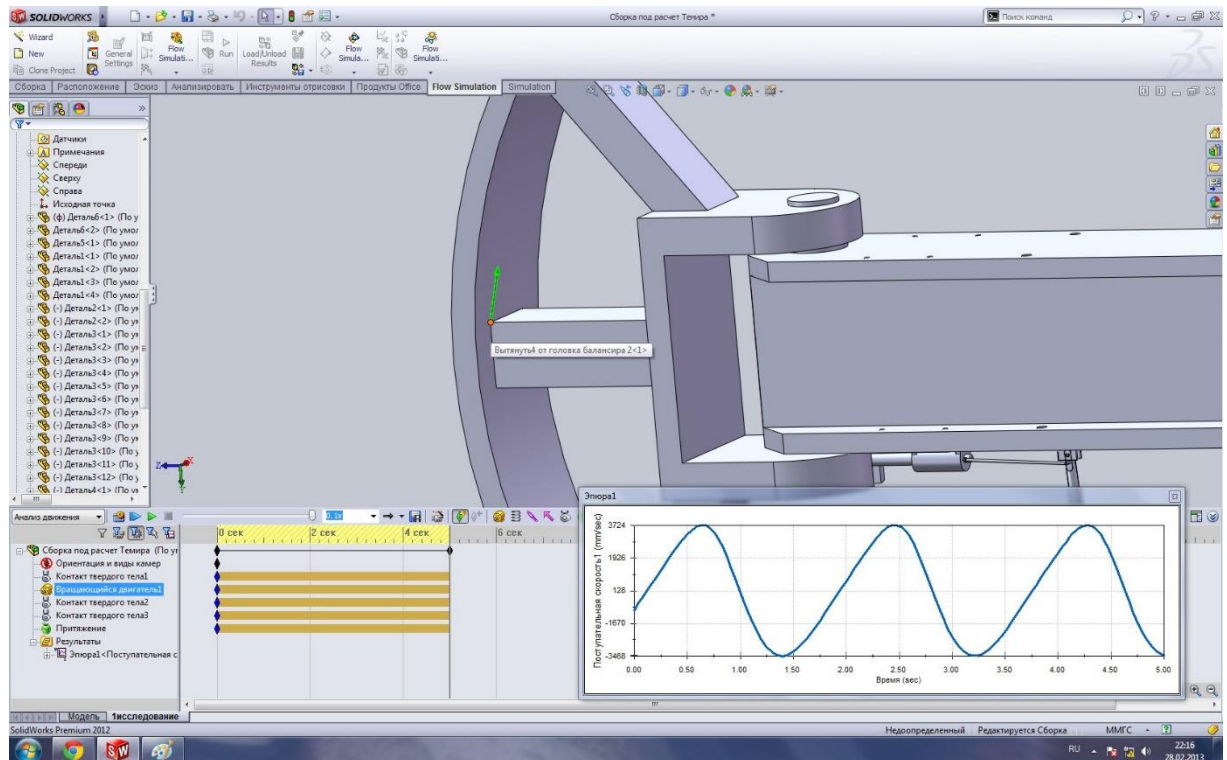


Рисунок 3.5 - Визуализация расчета кинематики станка-качалки в Solid Works Flow Simulation

На основе графиков, полученных при помощи программного пакета Solid Works, проведено сравнение результатов экспериментов, за основу взяты эксперименты, проведенные в Mathcad.

Силы инерции:

Максимум - 223 Н Mathcad, 201 Н Solid Works, ошибка 9%;

Минимум – (-223 Н) Mathcad, Solid Works (-255 Н), ошибка 12%.

Силы вибрации:

Максимум - 116 Н Mathcad, 147 Н Solid Works, ошибка 21%;

Минимум – (-122 Н) Mathcad, Solid Works (-104 Н), ошибка 12%.

Определив кинематические характеристики в точке подвеса насоса, мы может вести гидравлический расчет клапанного узла.

3.2 Математическая модель по расчету коэффициента сопротивления

Для решения данной задачи была разработана математическая модель расчета коэффициента гидравлического сопротивления клапанного узла в процессе работы, рассчитываемого по формуле (3.4) [27].

$$\xi = \frac{2}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot \left(\frac{\pi d^2}{4 \frac{dQ}{dx}} \right)^2 = \frac{2}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot \left(\frac{1}{v} \right)^2 = \frac{2}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot \frac{D^2 - d^2}{Re^2 \cdot \tau} \quad (3.4)$$

Исходными параметрами для расчета коэффициента ξ , в математической модели являются:

Re – число Рейнольдса;

p_1 – давление на выходе из клапанного узла, МПа;

τ_1 – кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости, Па·с;

ρ_1 – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

Q_1 – массовый расход жидкости, кг/с;

d_1 – диаметр шара, мм;

d_2 – средний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_3 – внешний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_4 – внутренний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_5 – внутренний диаметр клетки, мм;

d_6 – малый диаметр каплевидного запорного элемента, мм;

d_7 – большой диаметр каплевидного запорного элемента, мм;

d_8 – диаметр тарели, мм;

d_9 – диаметр золотника, мм;

l_1 – высота подъема запорного элемента, мм;

l_2 – высота каплевидного запорного элемента, мм;

l_3 – высота подъема каплевидного запорного элемента, мм;

l_4 – высота подъема тарели, мм;

l_5 – высота подъема золотника, мм;

l_6 – высота золотникового запорного элемента, мм;

α – угол отклонения оси клапана от вертикали, мм.

Для определения области применения каждой конструкции, испытания клапанов производились с одинаковыми исходными данными, которые изменялись в диапазоне:

- Вязкость τ_1 , от 10 до 100 сСт;
- Перепад давлений ΔP , от 5МПа до 30МПа;
- угол отклонения оси клапана от вертикали α , от 90 до 50 градусов;
- Условные габариты клапанного узла, от К-223-159 до К-363-270.

В разработанной математической модели число Рейнольдса определяется по формуле (3.5).

$$Re = \frac{v(d_5 - d_1)}{\tau_1} \quad (3.5)$$

Где: v_1 – скорость течения жидкости, м/с.

Разработанная математическая модель позволяет рассчитывать значение коэффициента на протяжении всей работы клапанного узла, так же модель учитывает: физико-химические свойства перекачиваемой жидкости, угол отклонения оси клапана от вертикали, высоту подъема запорного элемента, перепад давления на клапане, геометрические параметры клапана. Схема расчета представлена на рисунке 3.6. Расчётные схемы всех исследуемых конструкций клапанных пар приведены в приложении 4.

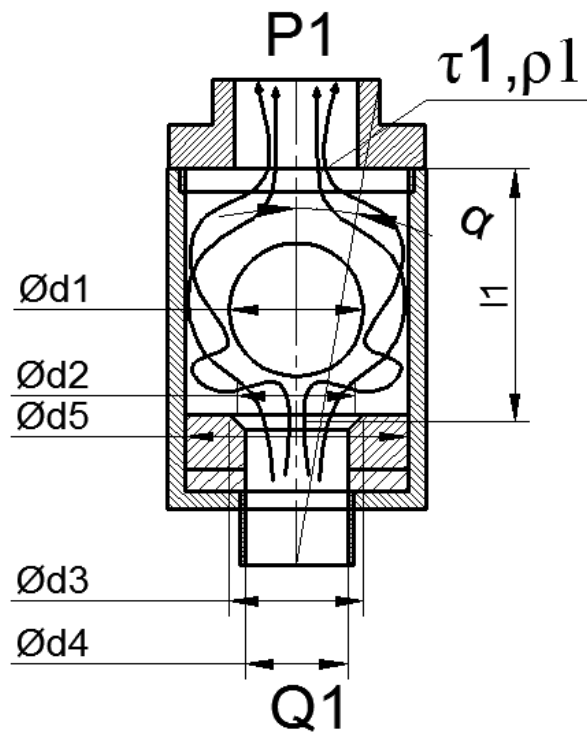


Рисунок 3.6 - Схема расчета коэффициента гидравлического сопротивления

Блок-схема данной программы и визуализация процесса испытаний приведена ниже.

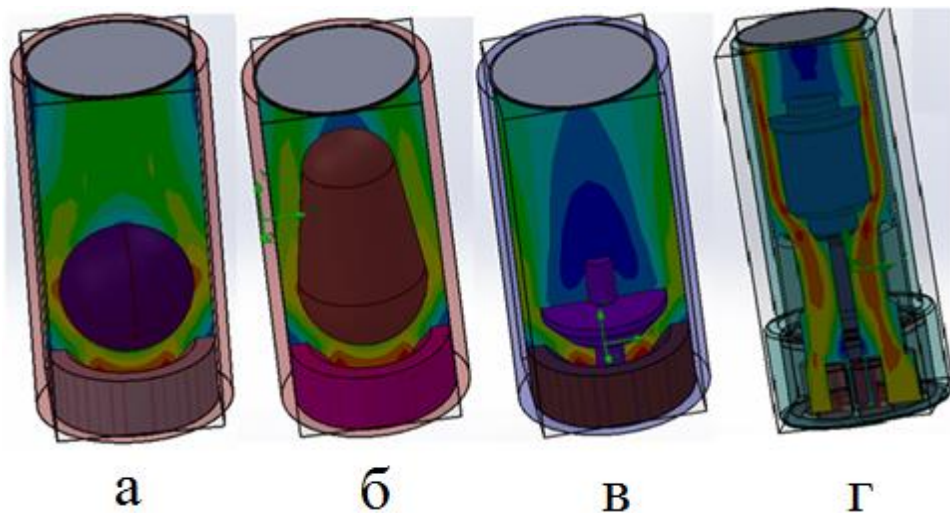


Рисунок 3.7 - Визуализация процессов испытаний клапанов

Рассмотрим последовательность действий, описанных в блок-схеме разработанной методики. Задаются исходные данные, связанные с геометрией клапанного узла и гидравлическими характеристиками пока жидкости. Далее определяется максимальное значение гидравлического сопротивления,

создаваемого клапаном. Далее определяем угол отклонения оси клапана от вертикали α , если клапан в вертикальном положении, то определяются изменения скорости течения жидкости Δv , давления ΔP и расхода жидкости ΔQ через клапан. После отслеживания изменения данных параметров определяется число Рейнольдса. Определив число Re , рассчитываем коэффициент гидравлического сопротивления ξ в зависимости от изменения скорости жидкости, подъема запорного элемента l_1 и изменения давления в клапане. После расчет коэффициент строится графики приведенных выше зависимостей. После численных экспериментов строятся сравнительные характеристики клапанных узлов. При расчете клапана для угла отклонения оси клапана от вертикали не равного нулю, сперва определяются значение эксцентриситета, а далее ведется также как и при нулевом значении отклонения оси клапана.

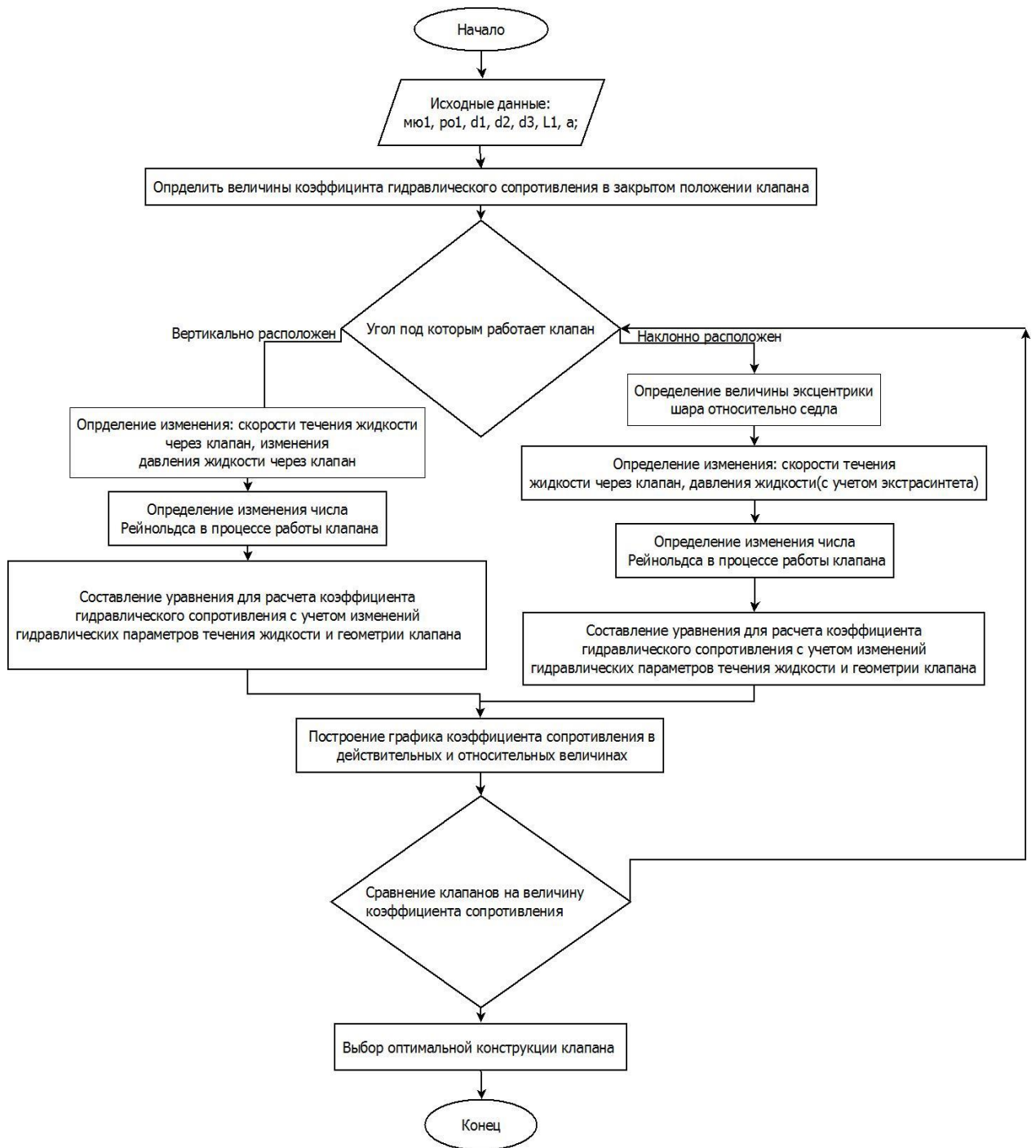


Рисунок 3.8 - Блок-схема математических испытаний клапанов на гидравлическое сопротивление

Опираясь на разработанную математическую модель, были получены гидравлические характеристики работы клапанных узлов. На рисунках 3.9 – 3.12 представлены сравнительные характеристики работы клапанных узлов при одинаковых исходных параметрах:

- Вязкость перекачиваемой среды, $\tau_1 - 50$ сСт;
- Давление на входе, $P_1 - 5$ МПа;
- Габарит клапанного узла, $d_1 = 22,35$ мм, $d_5 = 15,875$ мм;
- Расход жидкости, $Q_1 15 \text{ м}^3/\text{сутки}$.

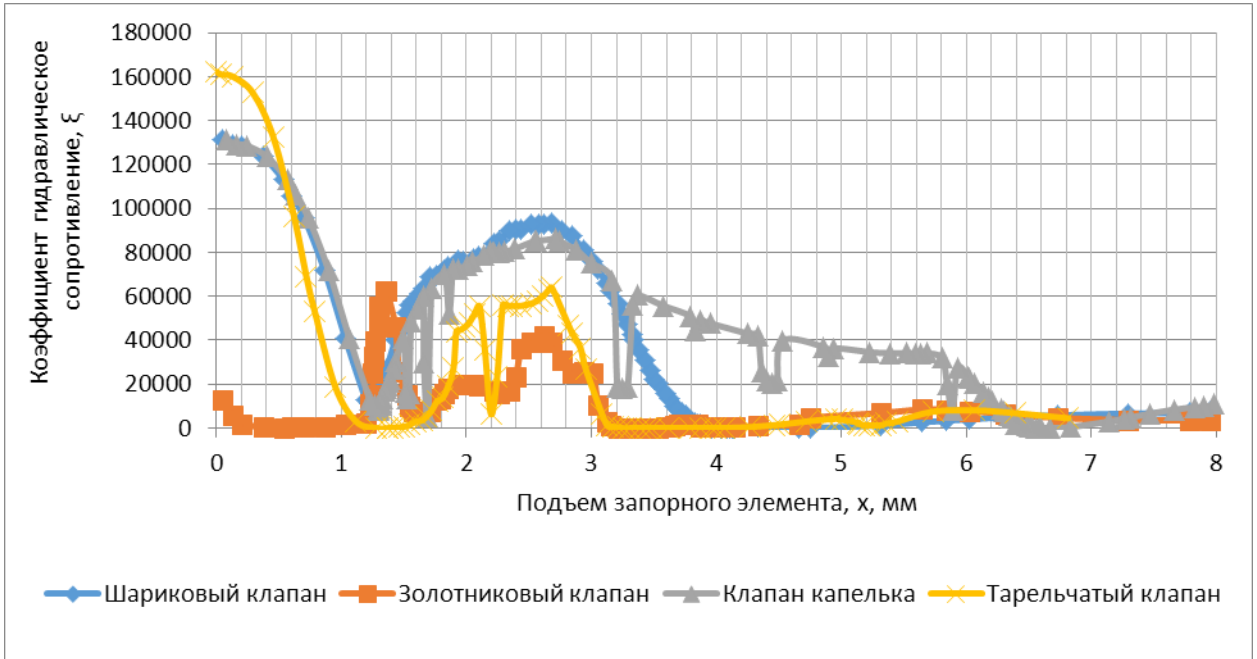


Рисунок 3.9 - График изменения значения коэффициента сопротивления от подъема запорного элемента

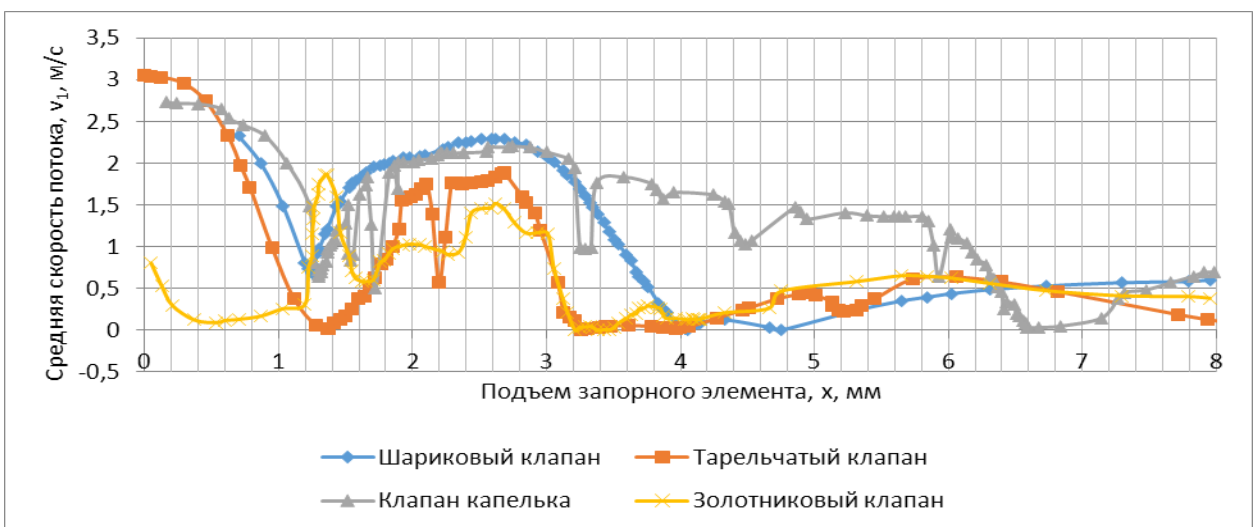


Рисунок 3.10 - График изменения скорости течения жидкости от подъема запорного элемента

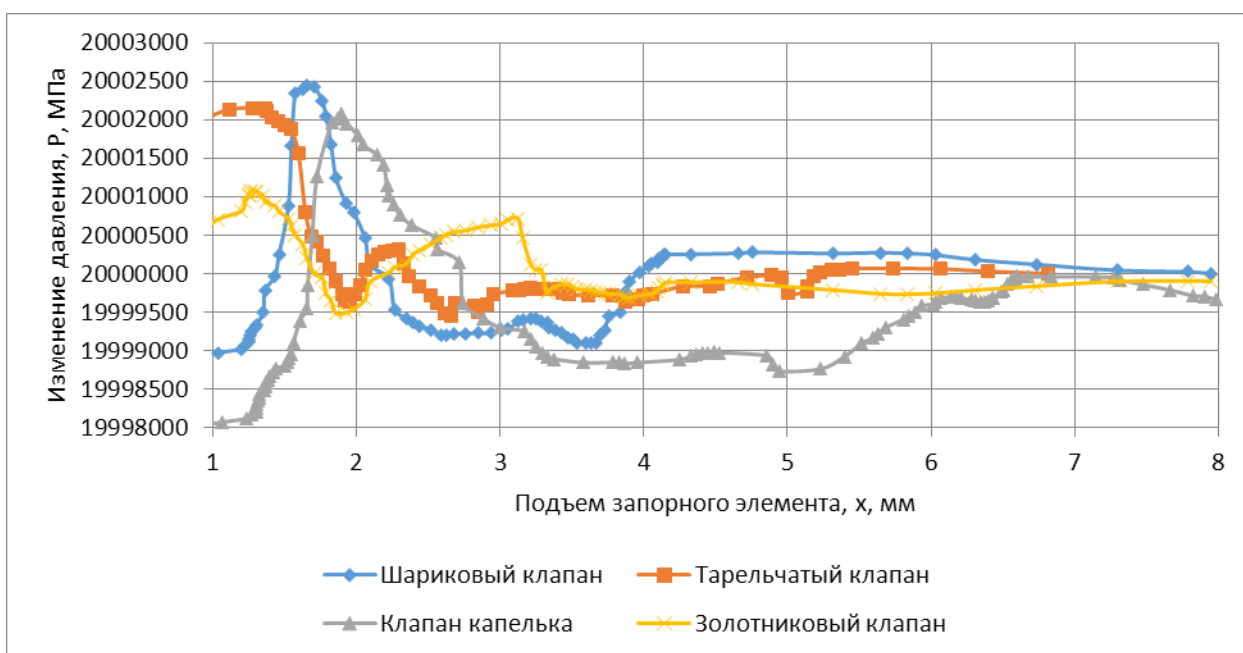


Рисунок 3.11 - График изменения давления от подъема запорного элемента

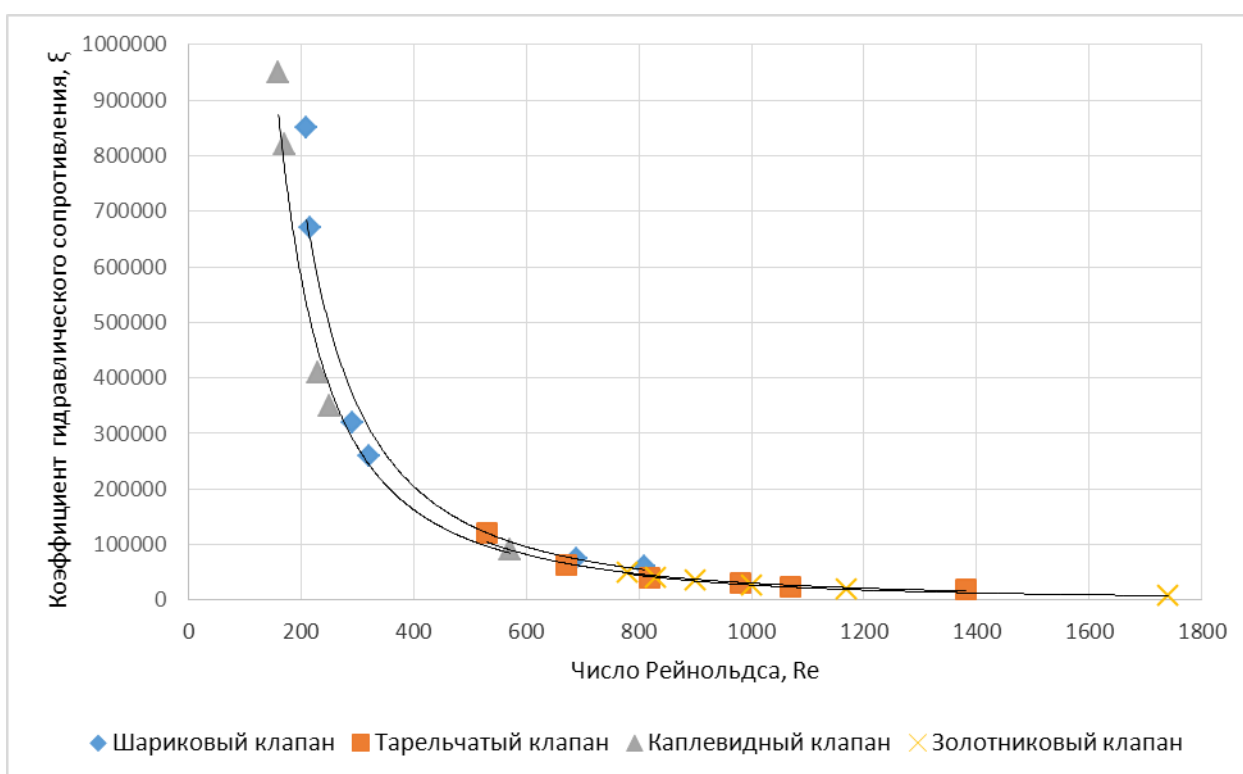


Рисунок 3.12 - Результаты численного моделирования коэффициента ξ от числа Рейнольдса

Из выше приведенных графиков характеристик работы клапанов видно, что каждая конструкция ведет себя по-разному при одних и тех же условиях

эксплуатации. Это позволяет дать оценку работы конкретной конструкции клапана в определённых условиях.

Все полученные сравнительные характеристики работы клапанов приведены в приложении 1.

Так же данная математическая модель была адаптирована для программного пакета STAR-CCM+, для сравнения с моделированием в Solid Works. Только в качестве рабочей жидкости была выбрана газожидкостная смесь. Процентное содержание газа менялось с 0 до 15%. Из графика показанного на рисунке 3.15 видно, что при содержании газа менее 15% несущественно влияет на величину изменения коэффициента гидравлического сопротивления и общей гидравлической характеристики работы клапана. Это подтверждается в ГОСТ Р 51896-2002 в котором прописано, что штанговые насосы применяются для добычи нефти при наличии свободного газа не более 15%. Визуализация процессов испытаний приведена на рисунках 3.13 и 3.14.

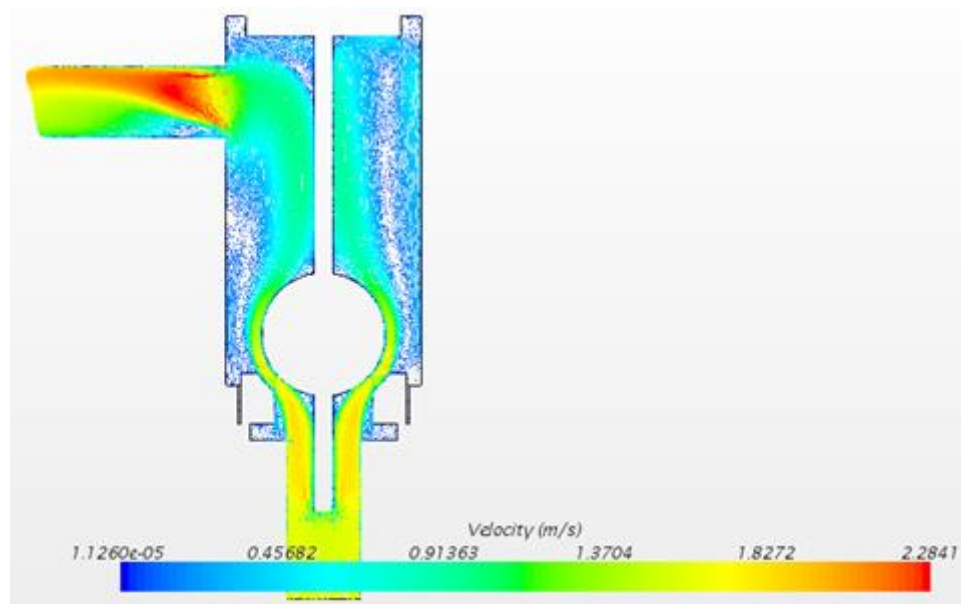


Рисунок 3.13 - Визуализация процесса испытаний в STAR-CCM+

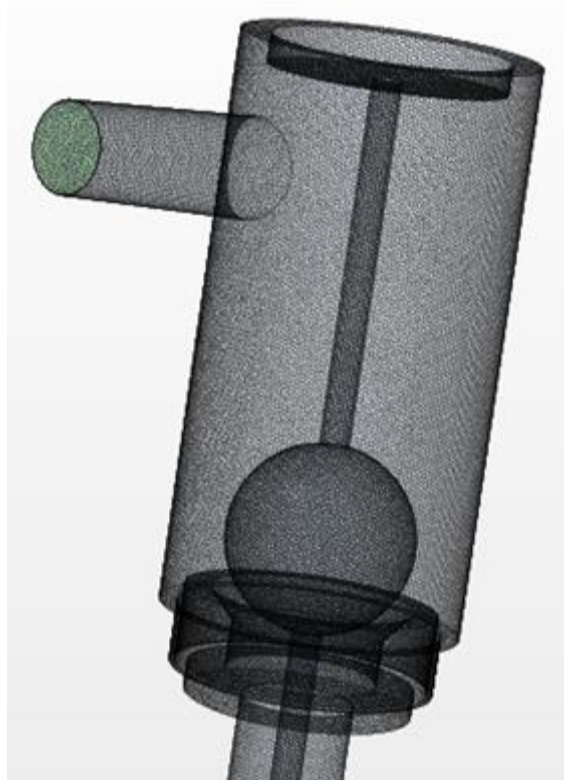


Рисунок 3.14 - Визуализация процесса испытаний в STAR-CCM+

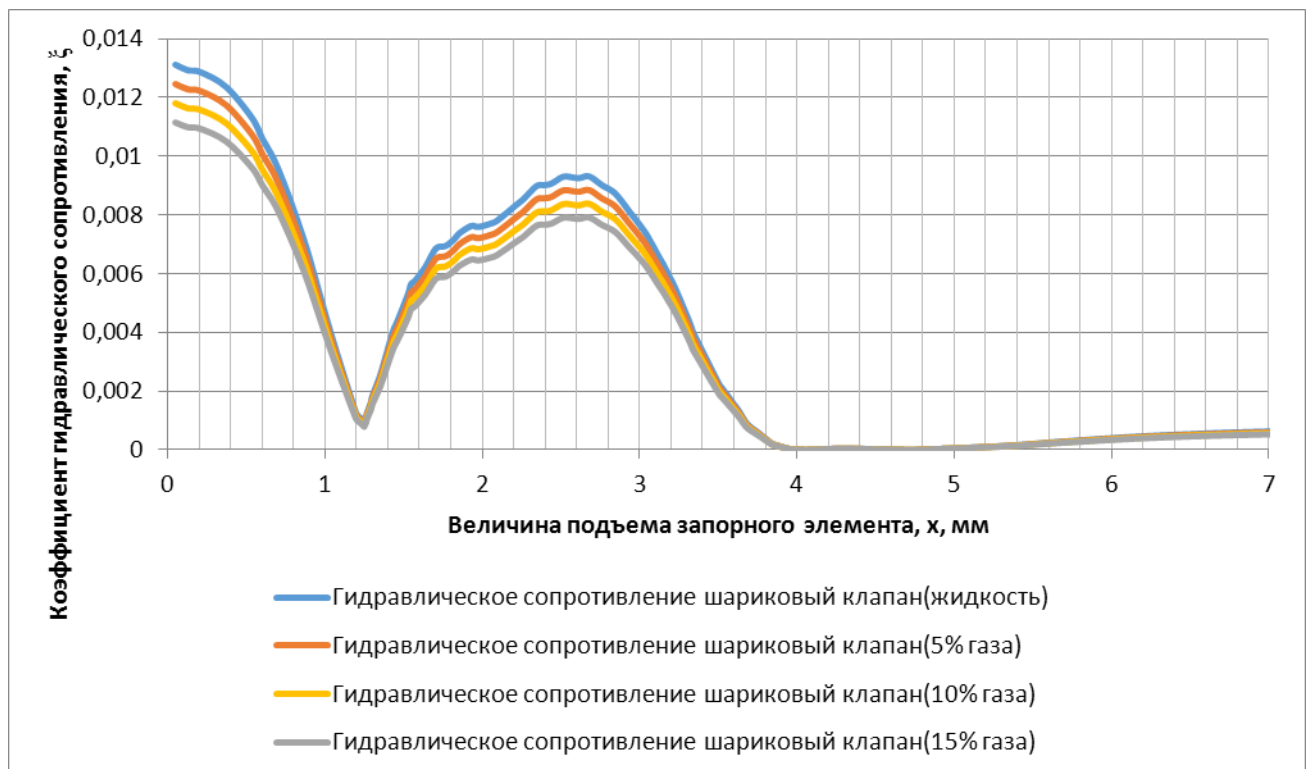


Рисунок 3.15 - Сравнительные характеристики работы клапана при различном содержании свободного газа

3.3 Математическая модель по расчету ударной нагрузки при посадке запорного элемента

Помимо гидравлических характеристик работы клапана на эффективность работы клапанных узлов и всей установки в целом влияет ресурс клапана. Так же важно знать значение ударной нагрузки при соударении запорного элемента о посадочную поверхность. При больших величинах данной нагрузки будет происходить износ как шара, так и посадочной поверхности седла, что приведет к износу и большим утечкам через клапан.

Для определения ударной нагрузки была разработана математическая модель, позволяющая рассчитывать величину контактных напряжений по площади соударения запорного элемента о посадочную поверхность седла, а также данная модель позволила провести компьютерные испытания клапанов для определения наработки до отказа.

Исходными параметрами для расчета ударной нагрузки и ресурса, в математической модели являются:

p_1 – давление на выходе из клапанного узла, МПа;

τ_1 – кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости, Па·с;

ρ_1 – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

Q_1 – массовый или объемный расход жидкости на входе в клапан, кг/с, м³/с;

d_1 – диаметр шара, мм;

d_2 – внешний диаметр седла, мм;

d_3 – внешний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_4 – внешний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

l_1 – высота подъема запорного элемента, мм;

m_2 – масса запорного элемента, кг.

Расчетная схема разработанной математической модели приведена на рисунке 3.16, предназначена для расчета значений напряжений, возникающих при соударении запорного элемента о седло, с дальнейшим определением наработки до отказа клапанной пары. Модель учитывает физико-химические свойства откачиваемого флюида и запорного элемента. Величина ресурса клапанного узла так же сильно различается в зависимости от конструкции и вида перекачиваемой среды. Визуализация результатов моделирования и блок-схема представлены на рисунках 3.17 и 3.19.

Рассмотрим блок-схему подробно. Изначально вводятся исходные данные для расчета. Исходя из массовой характеристики запорного элемента и значения давления на клапане определяется прижимная сила. Далее определяем угол отклонения оси клапана от вертикали, если клапан в вертикальном положении ведем расчет значения ударной нагрузки запорного элемента о седло и определяем максимальную и минимальную наработку до отказа. В случае с отклонением оси клапана не равной нулю определяем значение эксцентриситета и далее аналогично с вертикальным положением. После сравниваем с значения наработок клапанных пар и выбираем оптимальную конструкцию.

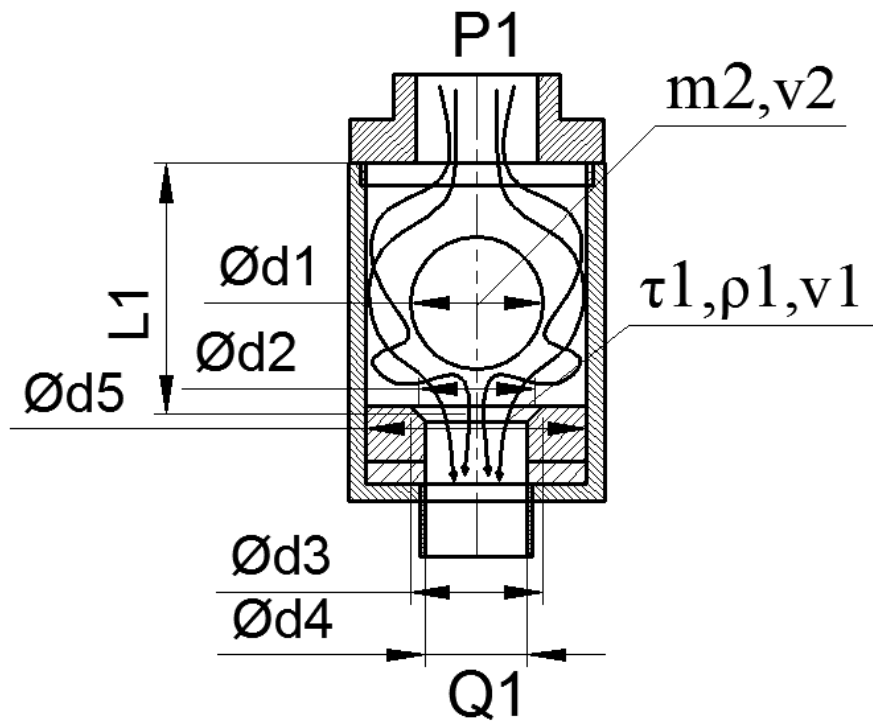


Рисунок 3.16 - Расчетная схема для определения ударной нагрузки при посадке запорного элемента о посадочную поверхность седла

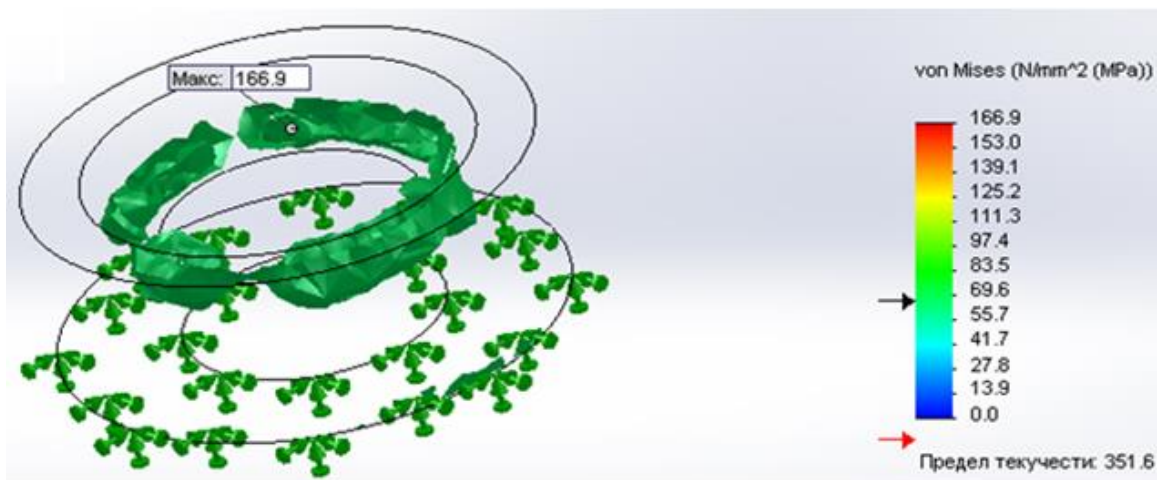


Рисунок 3.17 - Визуализация компьютерных испытаний на величину напряжений в точке контакта

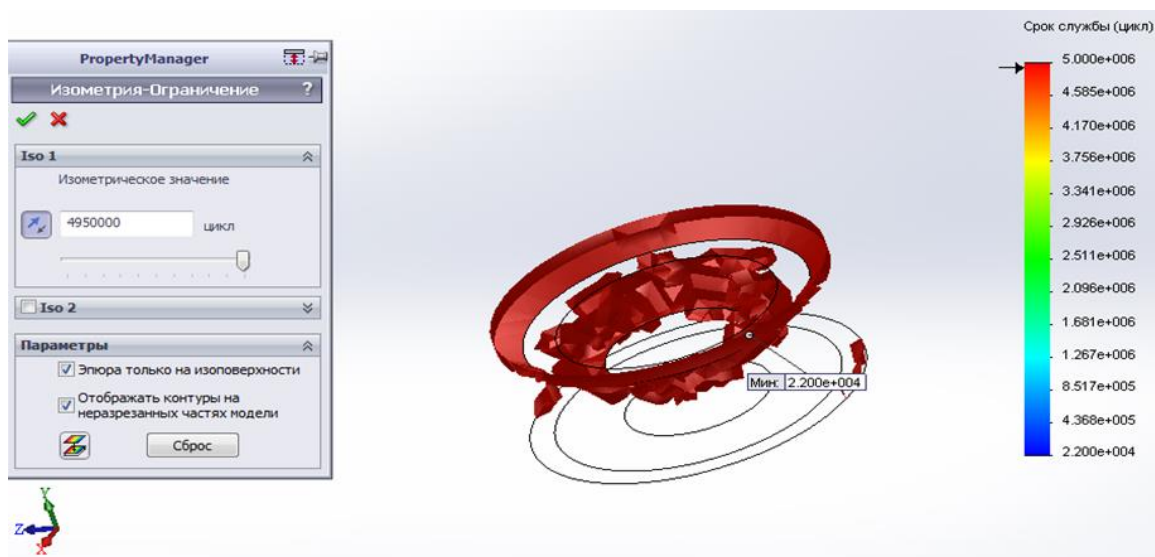


Рисунок 3.18 - Визуализация компьютерных испытаний на величину ресурса

Итогом расчетов математической модели является значение срока службы, в данном случае были получены следующие значения: максимальное значение срока службы - $5 \cdot 10^6$ циклов, минимальное значение - $2,2 \cdot 10^4$ циклов (рис.3.18). В сутках данные значения имеют вид: максимальная наработка клапана составляет 347 дней, что хорошо согласуется (корреспондируется) с наработками клапанных узлов СШН в условиях Западной Сибири и многих регионов Поволжья.

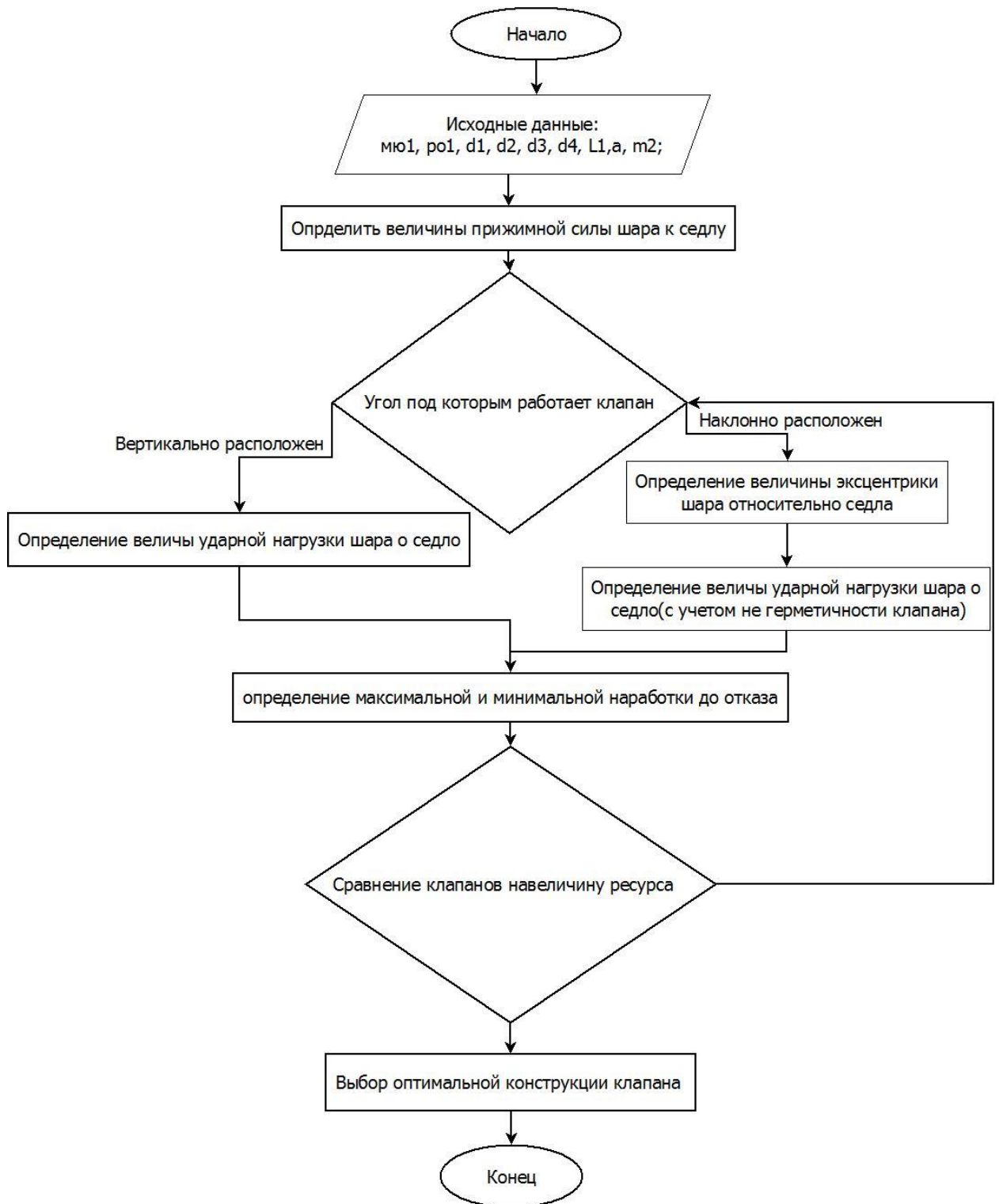


Рисунок 3.19 - Блок-схема математических испытаний клапанов на наработку до отказа

При помощи данной математической модели были проведены испытания на величину на величину ресурса для различных вариаций материалов запорного элемента и седла. Из расчетов было выявлено, что

величина напряжений по площади контакта запорного элемента и седла имеет минимальное значение при отношении $\sigma_{\text{тв.запр.элемент}} / \sigma_{\text{тв.седла}}$ твердости запорного элемента и седла составляет от 1,01 до 1,05.

Зная характеристики работы клапанов, потребитель имеет возможность выбирать оптимальную конструкцию, которая будет самой эффективной в данных условиях эксплуатации, что позволит увеличить ресурс всей насосной установки.

Выводы

Созданы математические модели, позволяющие вести расчет значений коэффициента гидравлического сопротивления и ударной нагрузки при посадке запорного элемента о седло клапана. На основе математических моделей построены сравнительные характеристики работы клапанов, которые позволят вести подбор клапанов для конкретных условий эксплуатации. Подбор оптимальной конструкции клапана в штанговый насос позволит увеличить коэффициент наполнения насоса. Из-за несправной работы клапанной пары данный коэффициент может уменьшаться вдвое.

4 Стендовые испытания клапанных узлов

4.1 Испытания по определению коэффициента сопротивления

Данная глава посвящена описанию планирования и проведения стендовых испытаний клапанных узлов СШНУ на величину гидравлического сопротивления, герметичности и ресурса.

Для подтверждения адекватности результатов математического моделирования расчета коэффициента гидравлического сопротивления и коэффициента расхода клапана, на кафедре машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности был спроектирован и изготовлен с помощью 3-D принтера стенд для испытаний клапанов на величину гидравлического сопротивления, изображенный на рис.4.1.

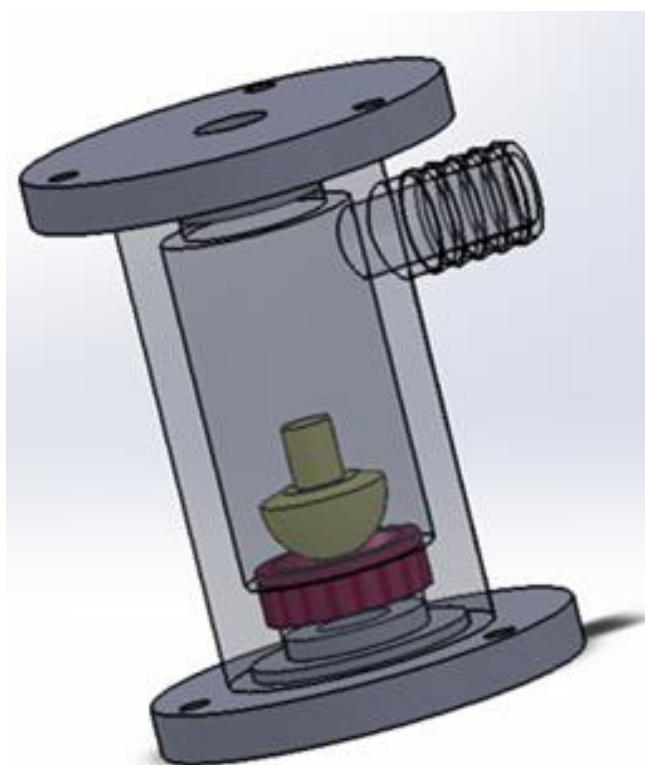


Рисунок 4.1 - 3-D модель стенда для определения коэффициента сопротивления клапана

Стенд представляет собой клапанный 4 узел с регулируемой величиной подъема запорного элемента 6, это позволяет определять величину гидравлического сопротивления по всей длине хода запорного элемента.

Для проведения испытаний на указанном стенде была создана программа и методика стендовых испытаний. Схема стенда представлена на рис.4.2.

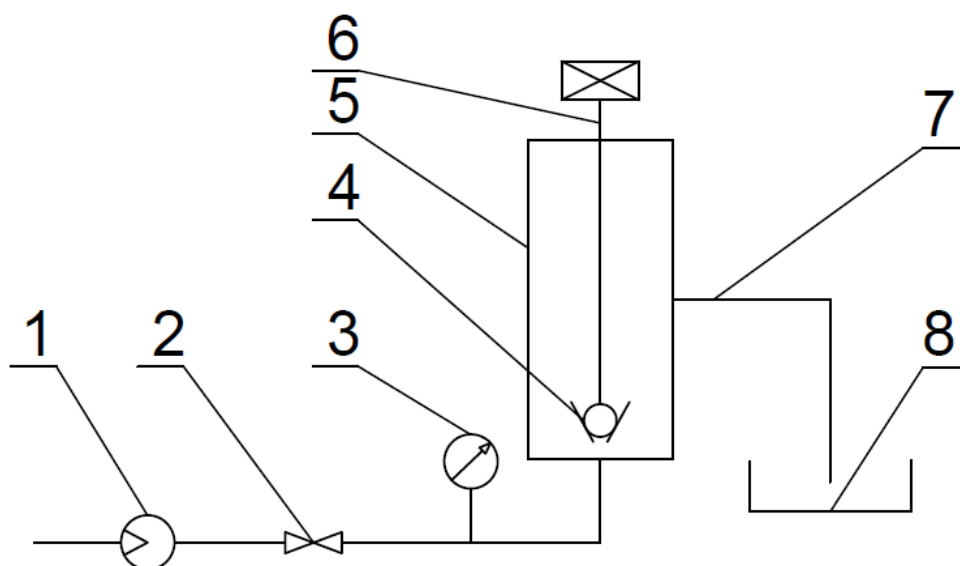


Рисунок 4.2 - 1 – центробежный насос; 2 - задвижка; 3 – манометр; 4 – клапанный узел; 5 – корпус для клапанного узла; 6 – элемент регулировки подъема запорного элемента; 7 – патрубок на слив; 8 – мерный бак

По результатам стендовых испытаний был построен график изменения скорости течения жидкости (рис.4.3), коэффициента ξ (рис.4.4) и μ (рис.4.5). Так же на данный график были нанесены результаты математического моделирования работы клапанов штанговых насосов, приведенных во второй главе и результаты, полученные в работе Молчановой А.Г [21].

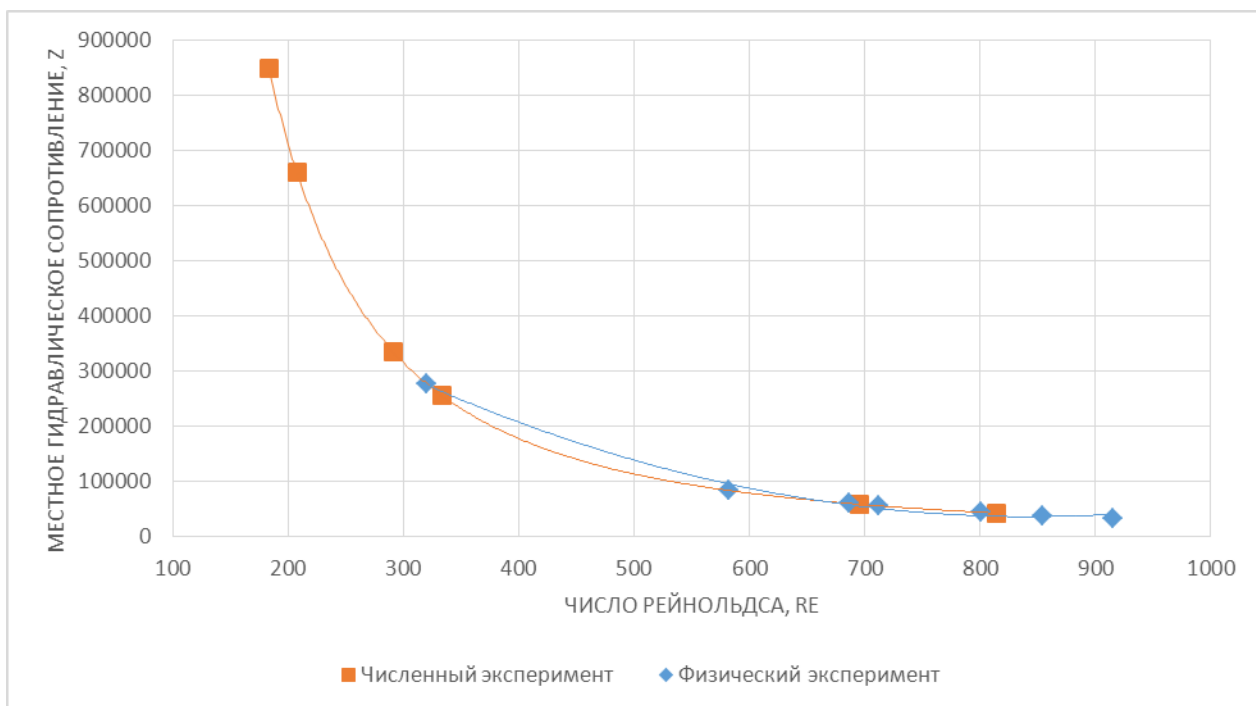


Рисунок 4.3 - Сравнение значений коэффициента ξ , полученного путем математического моделирования и стендовых испытаний

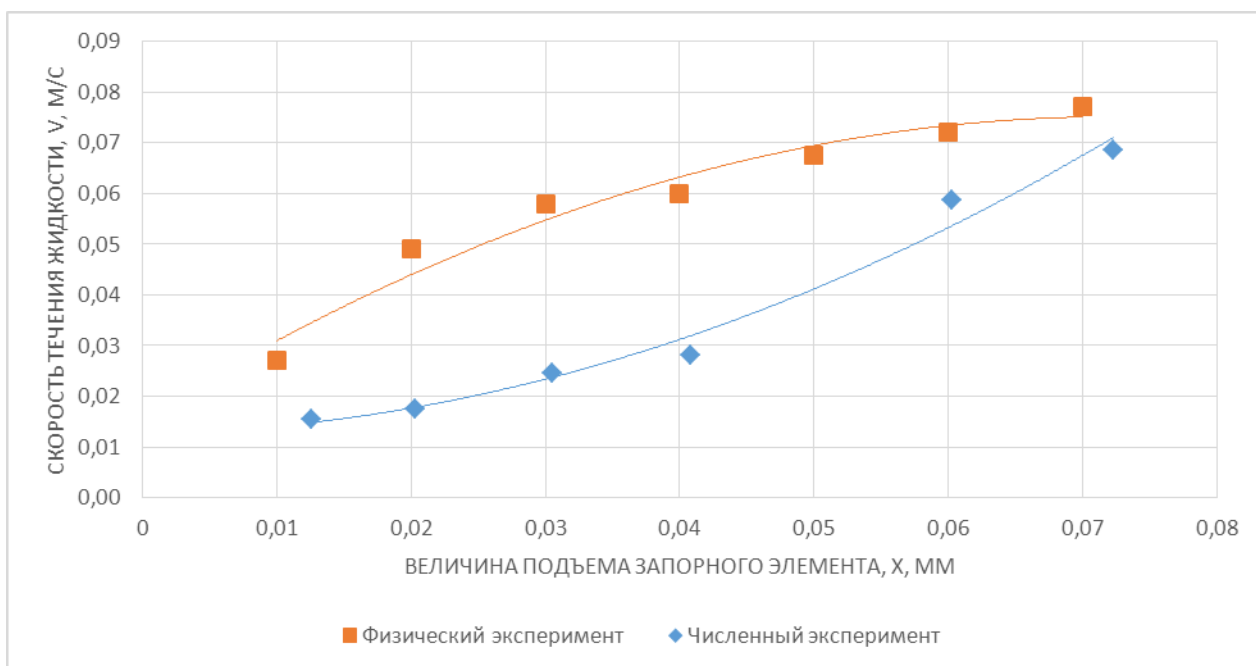


Рисунок 4.4 - Сравнение значений скорости течения жидкости через клапан, полученного путем математического моделирования и стендовых испытаний

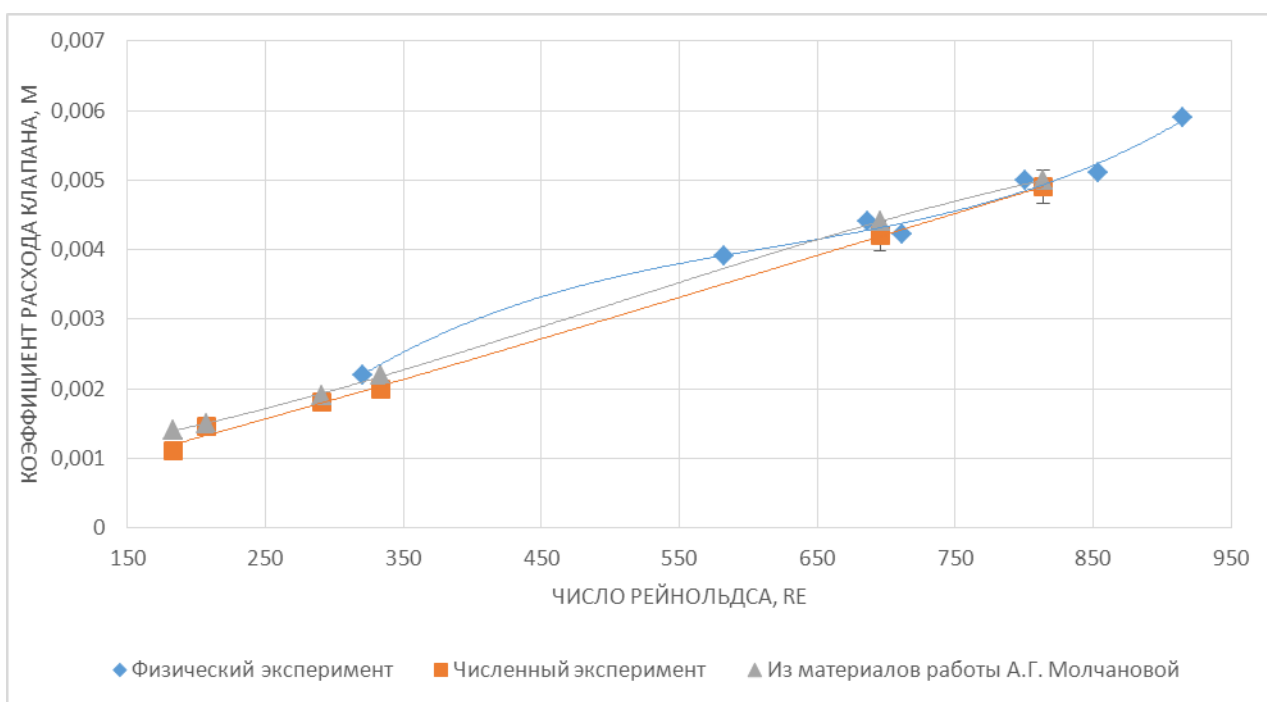


Рисунок 4.5 - Сравнение значений коэффициента μ , полученного путем математического моделирования и стендовых испытаний, и из материалов работы Молчановой А.Г.

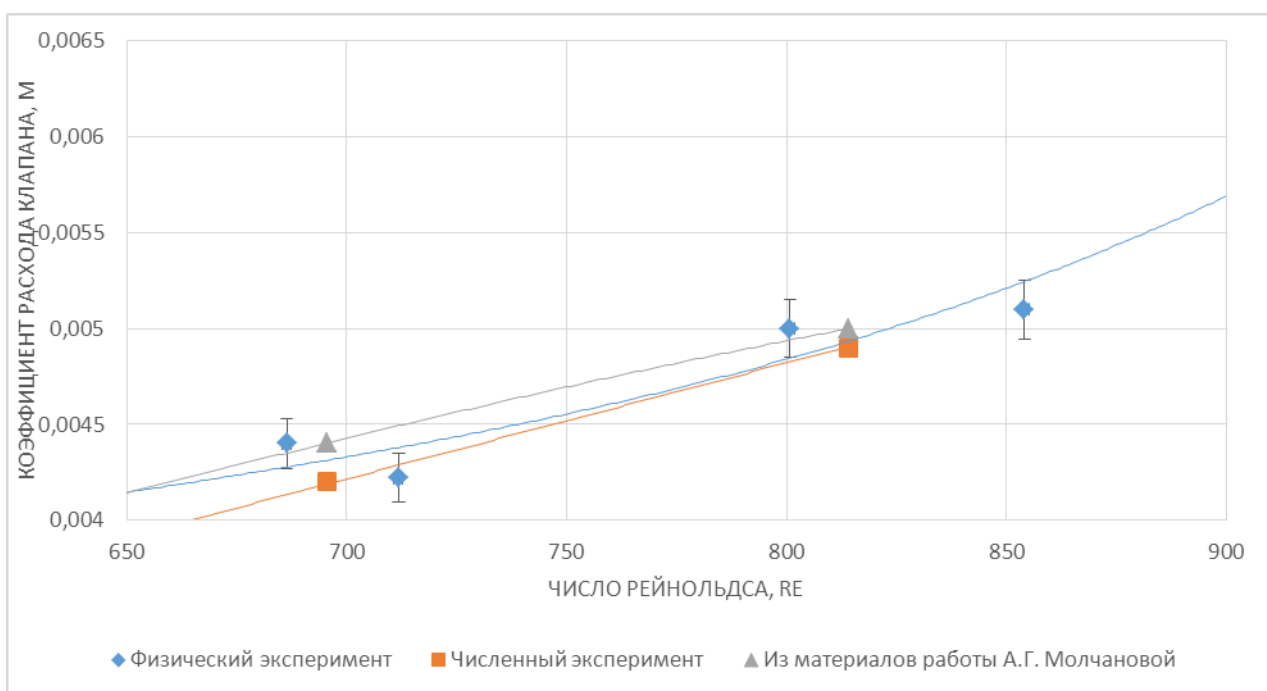


Рисунок 4.6 - Сравнение значений коэффициента μ в диапазоне от 0,004 до 0,006, полученного путем математического моделирования и стендовых испытаний, и материалов работы Молчановой А.Г.

Исходя из выше приведенных графиков видно, что математическое моделирование дает хорошую сходимость со стендовыми испытаниями. Разброс результатов не превышает 7%. Это говорит нам, что путем математического моделирования работы клапанных узлов возможно давать рекомендации по применению различных конструкций клапанов для определенных условий эксплуатации.

Как видно из выше приведенного зависимости, полученные в процессе математических и физических исследований, имеют хорошую сходимость. Так же для достоверности наших результатов, полученных численными и физическими экспериментами мы сравнили с результатами испытаний проведенными компанией ООО НТВЦ «Эдукон», данные сравнительные характеристики приведены на рисунке 4.7. Сходимость результатов составила 95 %, что говорит о актуальности данной математической модели.

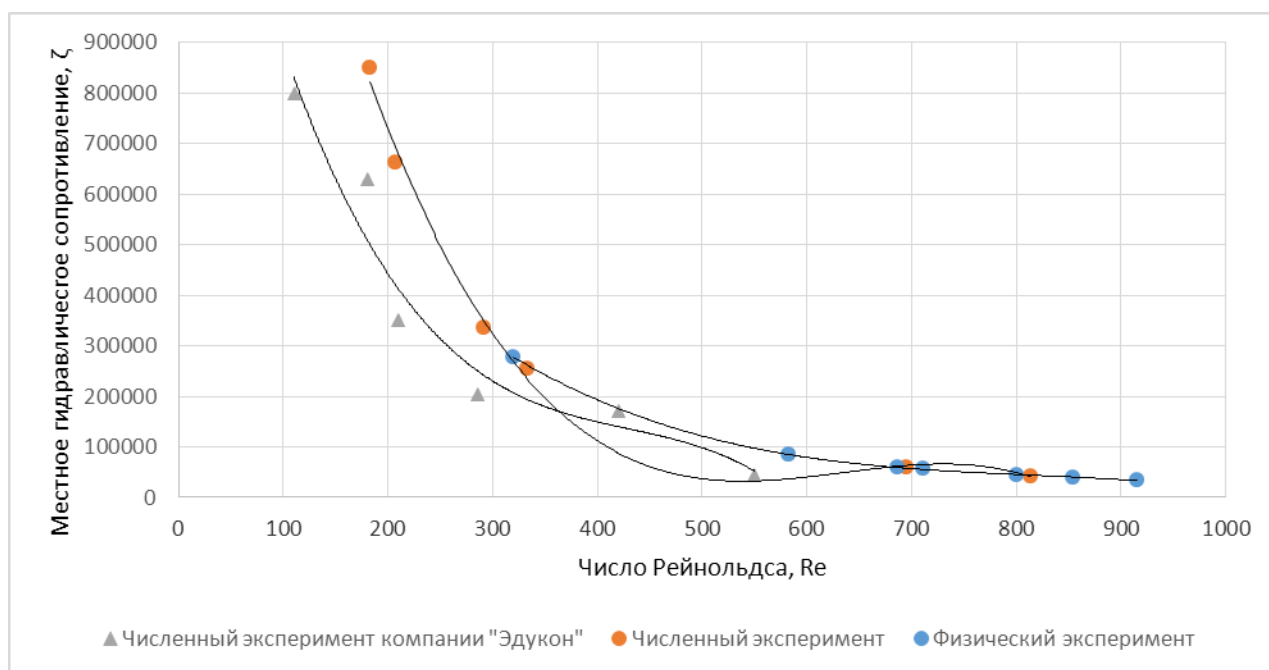


Рисунок 4.7 - Сравнение значений коэффициента ξ , полученного путем численных, физических испытаний и из материалов «Эдукон»

Так же, как было упомянуто во второй главе, величина ресурса клапанного узла очень важна для эффективной работы клапанов и всей установки.

4.2 Испытания шариковых клапанных узлов

На данный момент существует ряд компаний, занимающихся производством клапанов штанговых насосов. Для выявления наиболее эффективных конструкций клапанных узлов была разработана методика ускоренных испытаний клапанных узлов скважинных штанговых насосов на герметичность и износ, которая позволяет дать оценку работы каждой конструкции и позволяет вести подбор клапанов для различных условий эксплуатации.

Было выбрано 14 наиболее часто встречающихся клапанных пар штанговых насосов (таблица 5), представленных на данный момент в нефтяной отрасли РФ.

Таблица 5 - Клапанные пары штанговых насосов

№	Обозначение	Материал седла	Материал шарика
1	VII-175-TC1	Твердый сплав "Интеграл"	Твердый сплав "Интеграл"
2	VII-175-TC2	Твердый сплав "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan"	Твердый сплав "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan"
3	VII-175-ST1	Стеллит "Интеграл"	Стеллит "Интеграл"
4	VII-175-ST2	Стеллит "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan"	Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК"
5	VII-175-TC1	Твердый сплав "АНТЕЙ-МСК"	Твердый сплав "АНТЕЙ-МСК"
6	VII-175-ST	Стеллит "Дива-классик"	Стеллит "Дива-классик"
7	VII-175F-TCIN-112-TC3N	Карбид вольфрама "Kaydon"	Карбид титана "Kaydon"
8	VII-175-ОП-TiC-NS	Карбид вольфрама "Kaydon"	Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК"
9	VII-175-ST	Стеллит "Тианма"	Стеллит "Тианма"
10	VII-175-TC1	Твердый сплав "Тианма"	Твердый сплав "Тианма"
11	VII-175-EL45	Сталь 95X18	Сплав P6M5
12	VII-175-EL1	Сталь 95X18	Сплав P6M5
13	VII-175-EL2	Сталь 95X18	Сплав P6M5

Для проверки герметичности клапанов до испытаний на износ на кафедре машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности был спроектирован специальный стенд, представленный на рисунке 4.8.



Рисунок 4.8 - Стенд для определения изменения давления вакуумирования под клапанным узлом

Клапанная пара 7,8 устанавливалась на посадочную поверхность 6, установленную на трубопроводе, из которого при помощи вакуум-насоса 1 и систем задвижек 2,3,4 откачивался воздух до значения вакуума 650 мм ртутного столба. Для определения сравнительной герметичности клапанных узлов производился замер времени, за которое давление в системе поднималась от 600 до 400 мм рт. ст. (после вакуумирования), давление вакуумирования замерялось при помощи вакуумметра 5. Схема стенда приведена на рис.4.9.

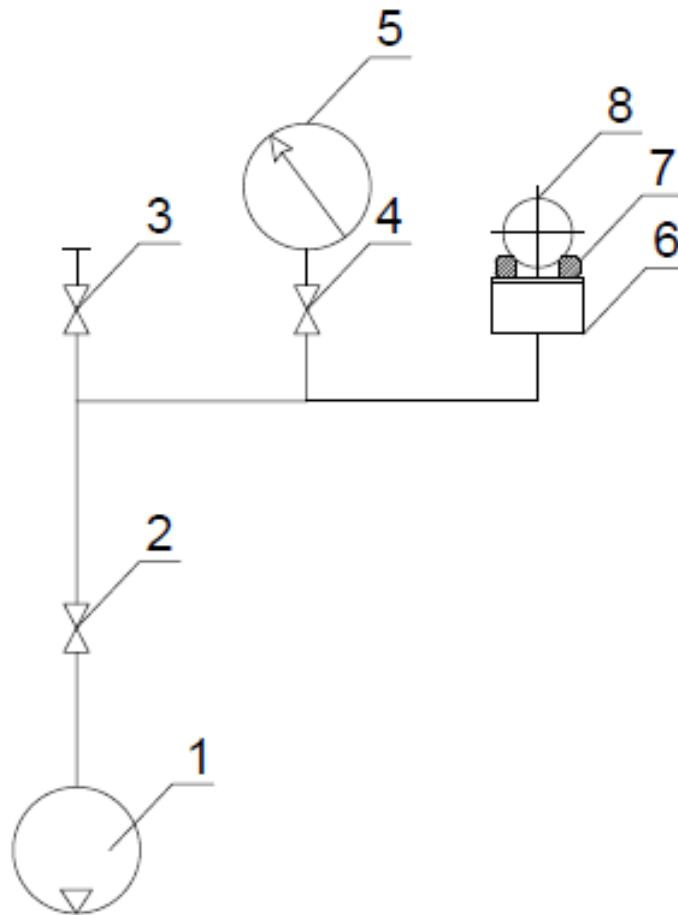


Рисунок 4.9 - 1 – компрессор; 2,3,4 - задвижка; 5 – вакуумметр;

6 – посадочная поверхность под седло клапана, 7 – седло, 8 – шар

Далее перед испытанием клапанов производился замер геометрических, массовых параметров, так же замер шероховатости и микротвердости поверхности шара и посадочной поверхности седла, для отслеживания изменения показателей шероховатости R_a , R_z , R_{max} . В таблице 5 приведены значения геометрических и массовых показателей клапанов. Показатели шероховатости до и после испытаний приведены в приложении 2. Замер шероховатости поверхности производился на профилографе Mar Surf LD 120/UD 120.

Таблица 6 - Геометрические и массовые показатели клапанов до испытаний

№	Обозначение	Диаметр шара (по документам 28,575 мм)	Масса шара, г	Масса седла, г	Суммарная масса, г
1	VII-175-TC1	28,58	175,49	110,6	286,09
2	VII-175-TC2	28,57	173,5	111,7	285,2
3	VII-175-ST1	28,58	106,5	66,5	173
4	VII-175-ST2	28,56	39,6	67	106,6
5	VII-175-TC1	28,56	174	104,4	278,4
6	VII-175-ST	28,57	105,9	67,2	173,1
7	VII-175F-TCIN-112-TC3N	28,23	105,8	113,3	219,1
8	VII-175-ОП-TiC-NS	28,56	40,1	111,2	151,3
9	VII-175-ST	28,56	106,5	66,1	172,6
10	VII-175-TC1	28,57	174,8	110,5	285,3
11	VII-175-EL45	28,59	94,3	62,7	157
12	VII-175-EL1	28,58	94,5	62,4	156,9
13	VII-175-EL2	28,58	94,5	62,8	157,3

Для проведения испытаний клапанов на износ на кафедре машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности были созданы программа, методика стендовых испытаний и изготовлен стенд для испытаний клапанов на величину износа, данный представлен на рисунке 4.10.

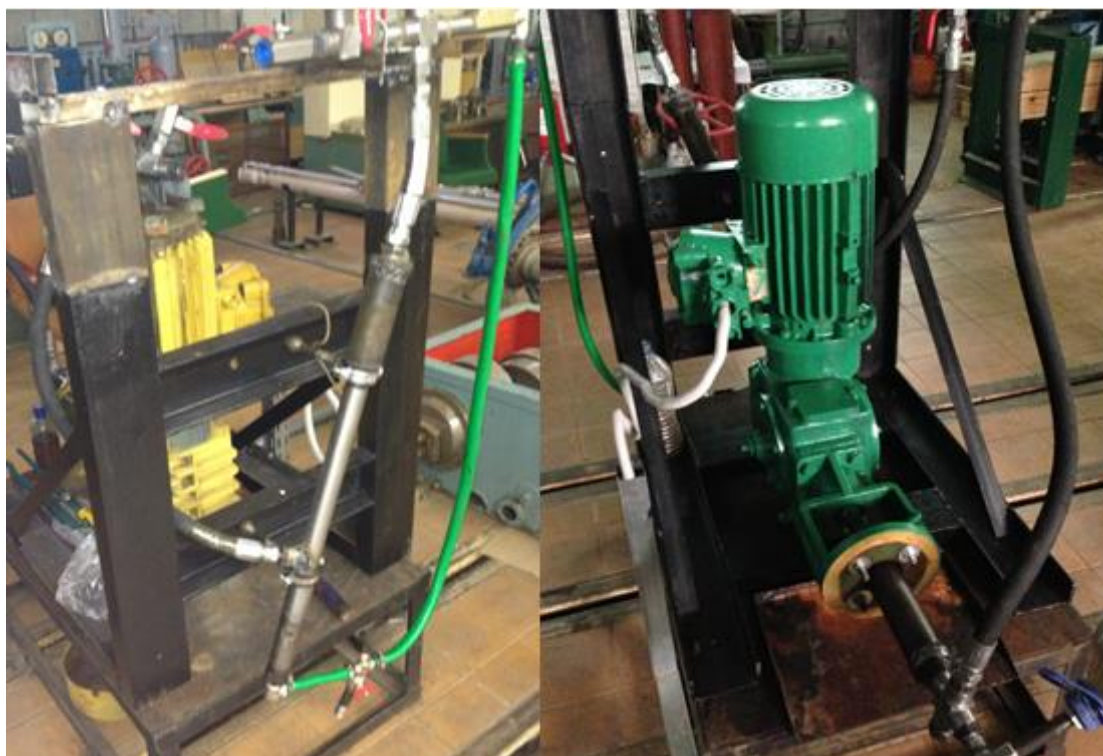


Рисунок 4.10 - Стенд для испытаний клапанов на изнашивание

Стенд находится на кафедре Машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина. Схема стенда представлена на рисунке 4.11. Так как в штанговом насосе две клапанные пары для имитации работы в цилиндр 3 устанавливается всасывающий 19 и нагнетательный 18 клапан. При помощи дозирующего насоса 1 происходит циркуляция жидкости в системе, за счет задвижек высокого давления 4..8 происходит регулировка работы стенда, ресивер 13 обеспечивает прижатие нагнетательного клапана за счет заданного первоначального давления нагнетания 1,0 МПа. При помощи дроссельной заслонки 10 производится регулировка величины давления в системе, за задвижкой установлен бак 14, в который подаются абразивные частицы (механические примеси), так же имеется бак 12 предназначенный для сброса газа (воздуха) из системы. Замер давлений, возникающих при работе стенда, ведется по манометрам 15,16. Испытание на модельной жидкости с механическими примесями проводится в течение 2 часов, что при частоте ходов плунжера дозирочного насоса = 50 1/мин, составляет 100 циклов. Для реальных условий это составит вдвое

суток при частоте ходов плунжера штангового насоса 5 ходов/мин. Из-за того, что концентрация механических примесей составляет 25 г/л (что в 19 раз больше, чем допустимое значение концентрации механических примесей в откачиваемой пластовой жидкости по ГОСТ Р 51896-2002), эквивалентное время испытаний (по износу рабочих поверхностей, который пропорционален концентрации механических примесей твердостью более 1000 HV и квадрату частоты ходов) можно принять за 380 суток. При этом необходимо иметь в виду, что все исследуемые образцы клапанных устройств проходят испытание в совершенно идентичных условиях, в связи с чем сравнительная износостойкость клапанов позволяет сделать однозначный вывод о рейтинге разных клапанов в одинаковых условиях эксплуатации.

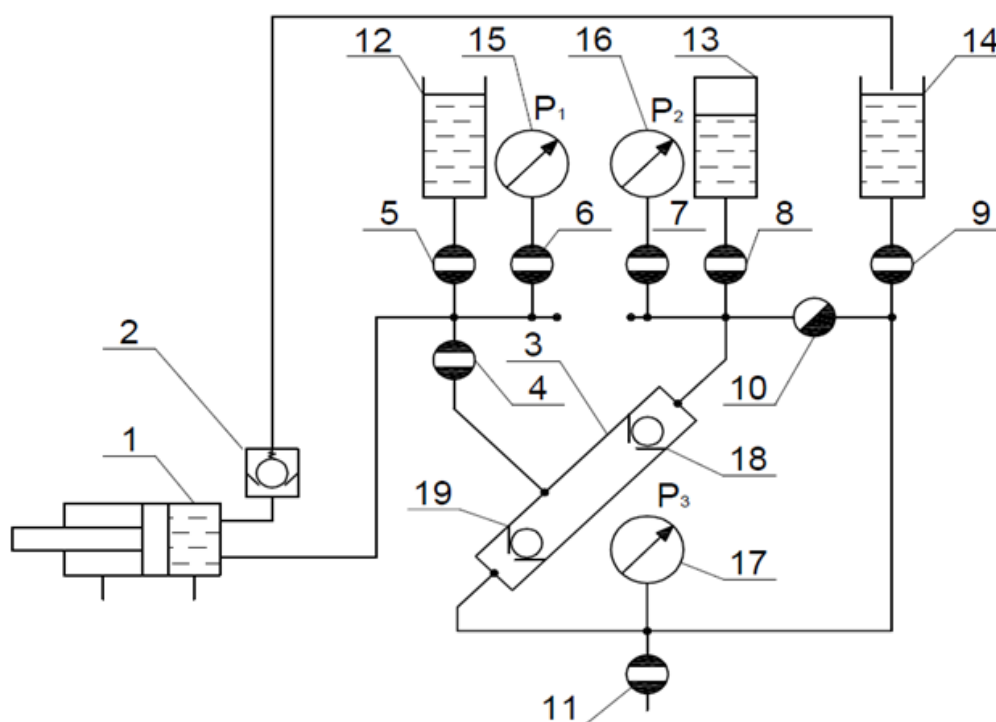


Рисунок 4.11 – Схема стенд для испытаний клапанов на изнашивание (1 – насос; 2-предохранительный клапан; 3- испытательный цилиндр; 4...8 – задвижки высокого давления; 9,11 – задвижки низкого давления;10 – дроссельная заслонка; 12 – гидроаккумулятор;13 – ресивер; 14 – подпитывающее устройство;15...17 – манометры; 18 – нагнетательный клапанный узел;19 – всасывающий клапанный узел)

После испытаний на износ проводилось повторно определение герметичности клапанов на стенде по замеру герметичности и замер шероховатости поверхностей.

В качестве примера изменений показателей работы клапанных узлов будут рассмотрены три пары клапанных узлов (таблица 6), так же в таблице 7 приведен весь перечень выбранных клапанных пар, а полный отчет о испытаниях будет приведен в приложении 3:

Таблица 7 - Три клапанные пары

№	Обозначение	Материал седла	Материал шарика
1	VII-175-ST2	Стеллит "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan"	Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК"
2	VII-175-TC1	Твердый сплав "Интеграл"	Твердый сплав "Интеграл"
3	VII-175-ST1	Стеллит "Интеграл"	Стеллит "Интеграл"

Далее приведены фотографии всасывающих клапанов, испытываемых на стенде до и после испытаний.

- 1) Клапан VII-175-ST2: седло- стеллит "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan", шар- нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК" (рисунок 4.14).



Рисунок 4.12 - Клапан VII-175-ST2. Всасывающий клапана. До (а) и после (б) испытаний

2) Клапан VII-175-TC1: седло - твердый сплав "Интеграл", шар - твердый сплав "Интеграл"(рисунке 4.12).



Рисунок 4.13 - Клапан VII-175-TC1. Всасывающий клапана. До (а) и после (б) испытаний

3) Клапан VII-175-ST1: седло - стеллит "Интеграл", шар - стеллит "Интеграл"(рисунок 4.14);



Рисунок 4.14 - Клапан VII-175-ST1. Всасывающий клапана. До (а) и после (б) испытаний

До испытаний были построены профилограммы поверхности седла и шара для каждой пары (рис.4.15 – 4.20).

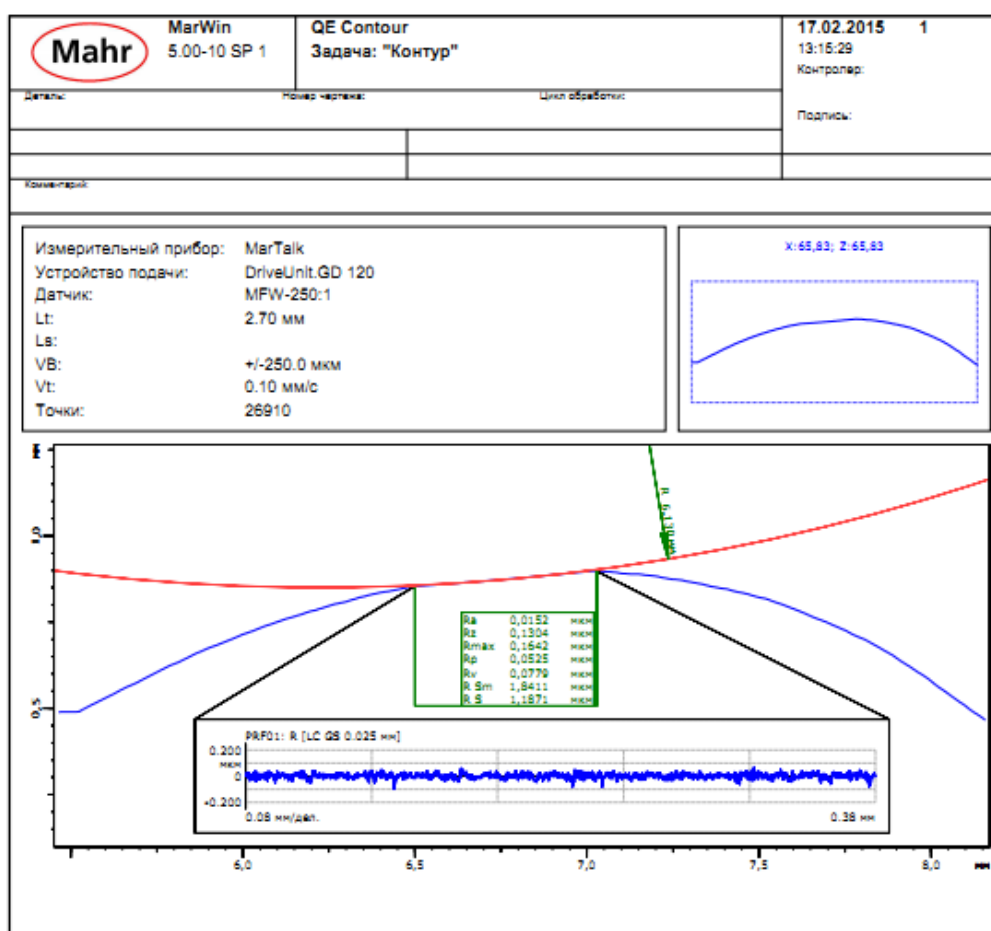


Рисунок 4.15 - Профилограмма седла клапана VII-175-TC1. До испытаний

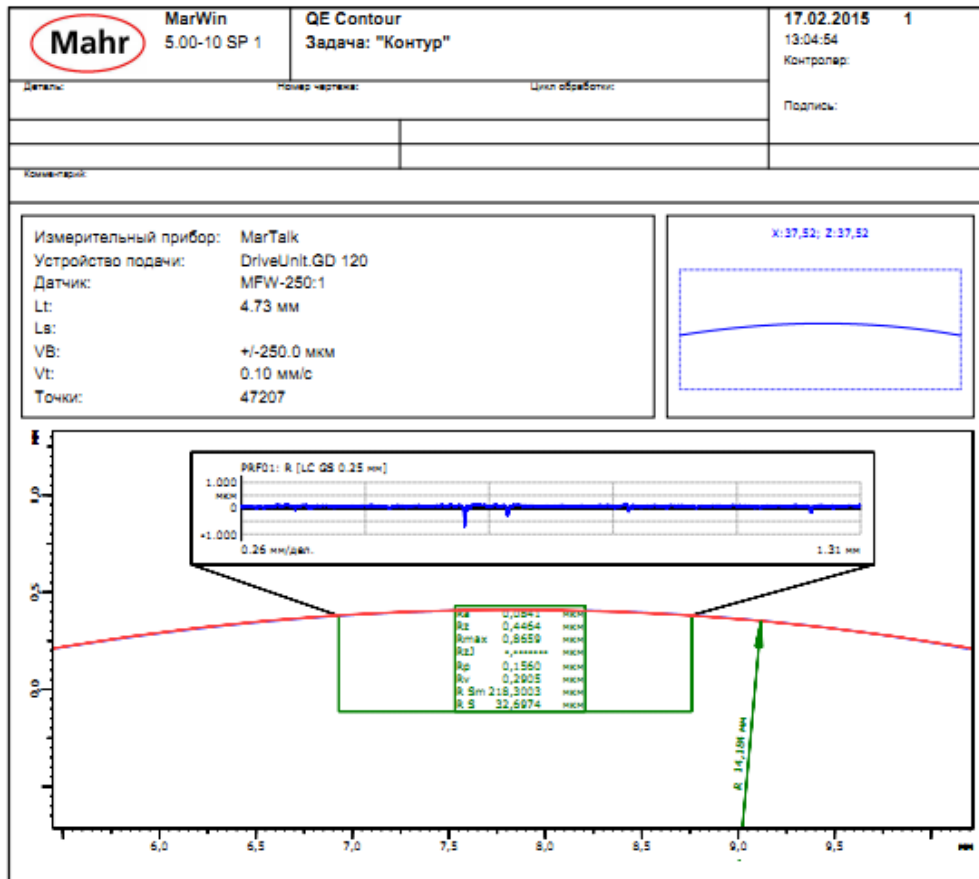


Рисунок 4.16 - Профилограмма шара клапана VII-175-TC1. До испытаний

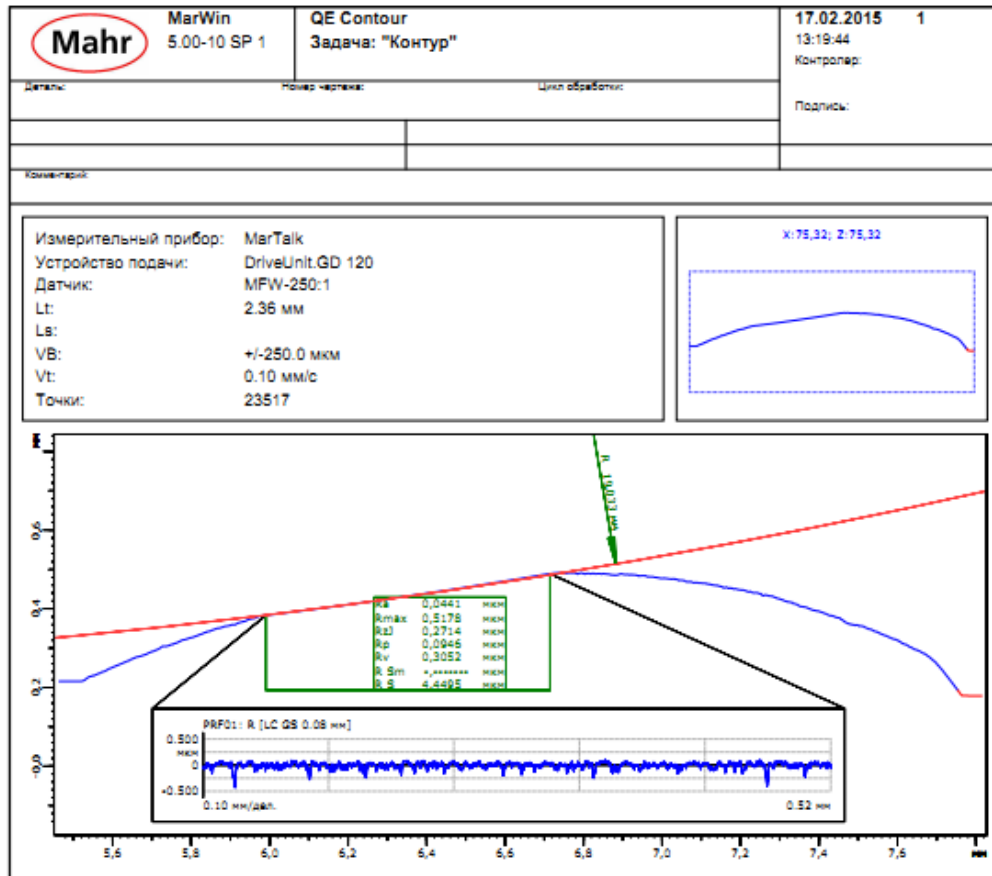


Рисунок 4.17 - Профилограмма седла клапана VII-175-ST1. До испытаний

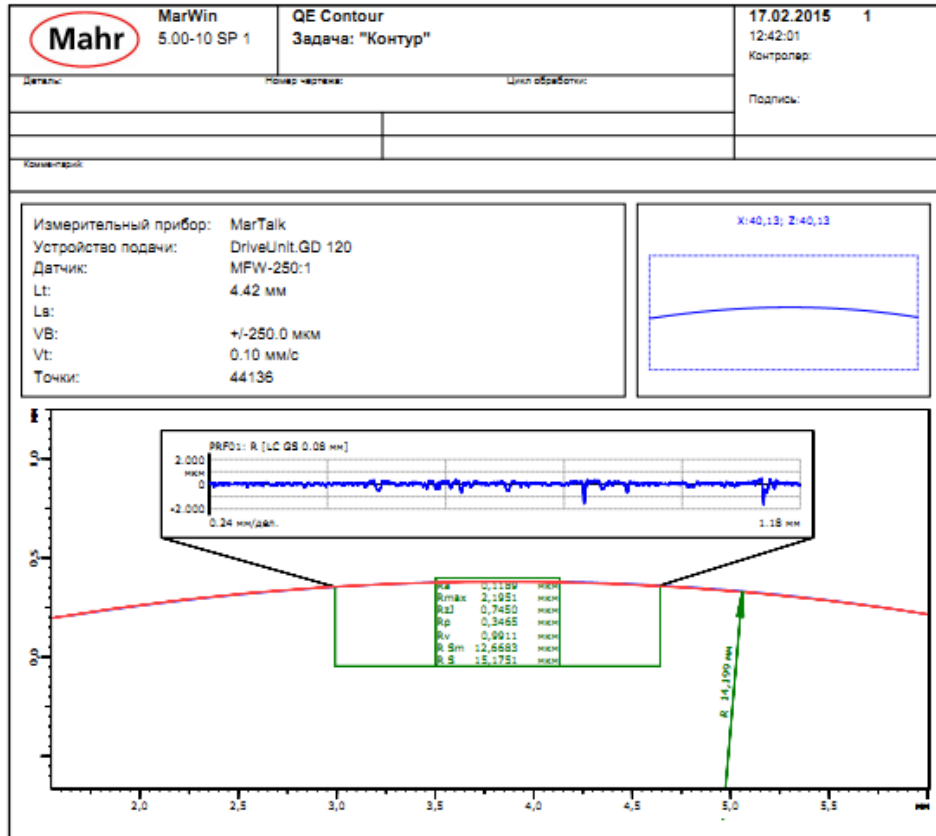


Рисунок 4.18 - Профилограмма шара клапана VII-175-ST1. До испытаний

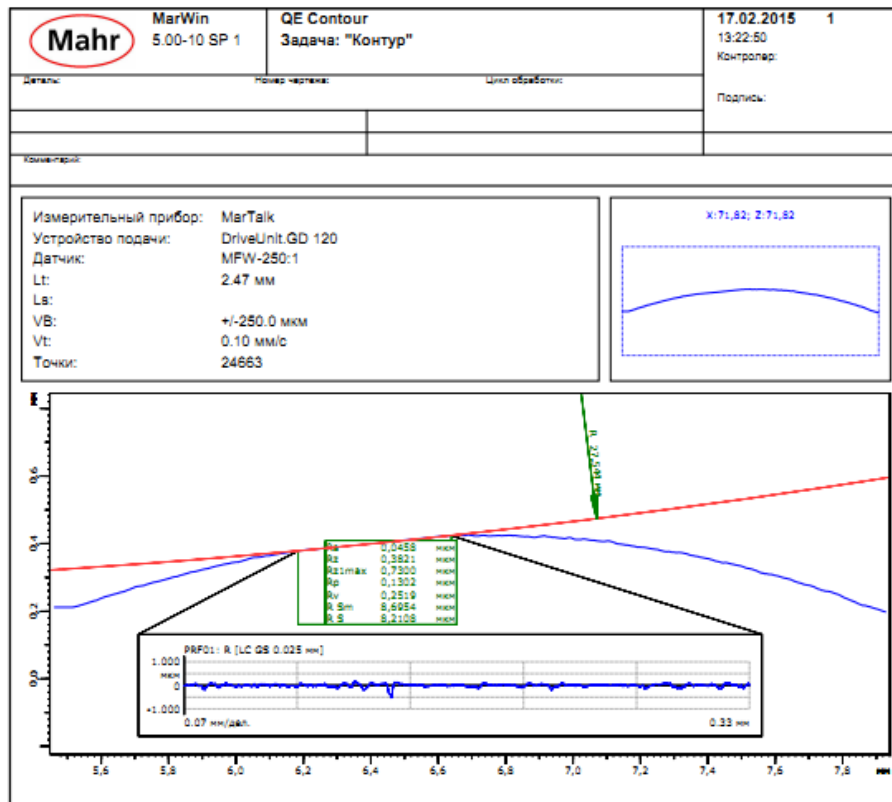


Рисунок 4.19 - Профилограмма седла клапана VII-175-ST2. До испытаний

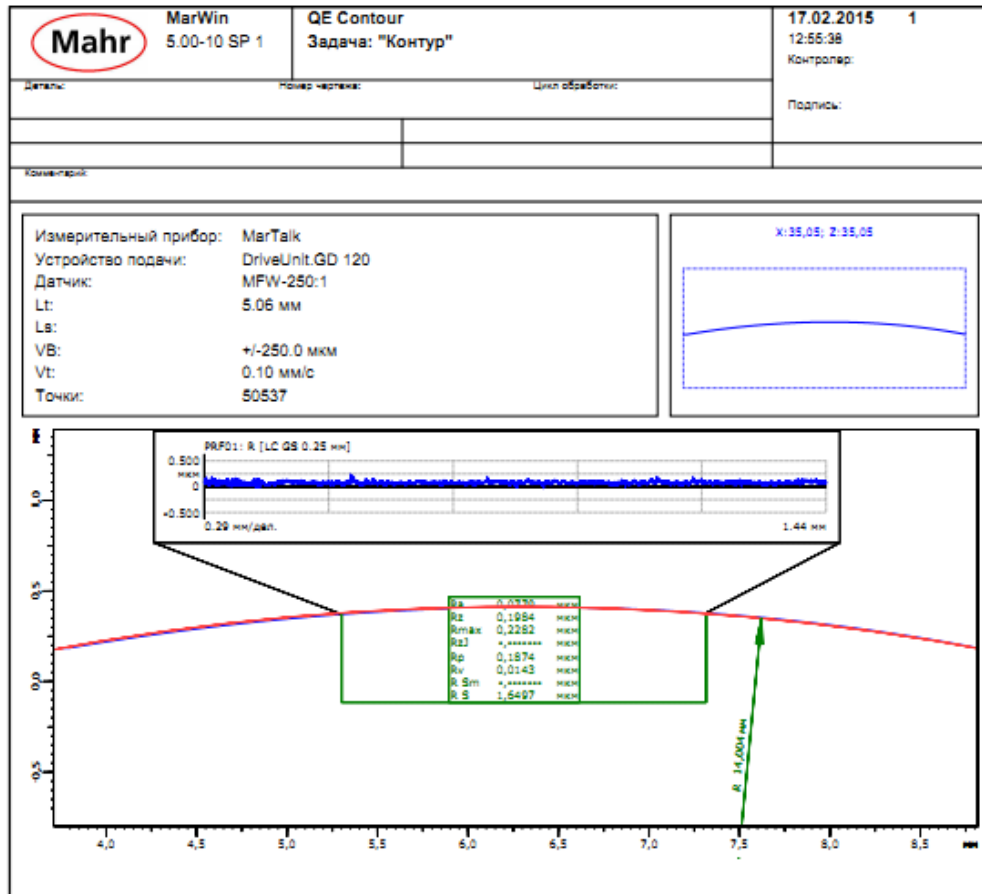


Рисунок 4.20 - Профилограмма шара клапана VII-175-ST2. До испытаний

После проведения испытаний по разработанной методике были получены характеристики работы клапанных узлов, которые позволили провести анализ конструкций клапанов и дать рекомендации по применению тех или иных конструкций для конкретных осложненных условий эксплуатации.

Для приведенных выше клапанных пар были получены следующие характеристики восстановления давления:

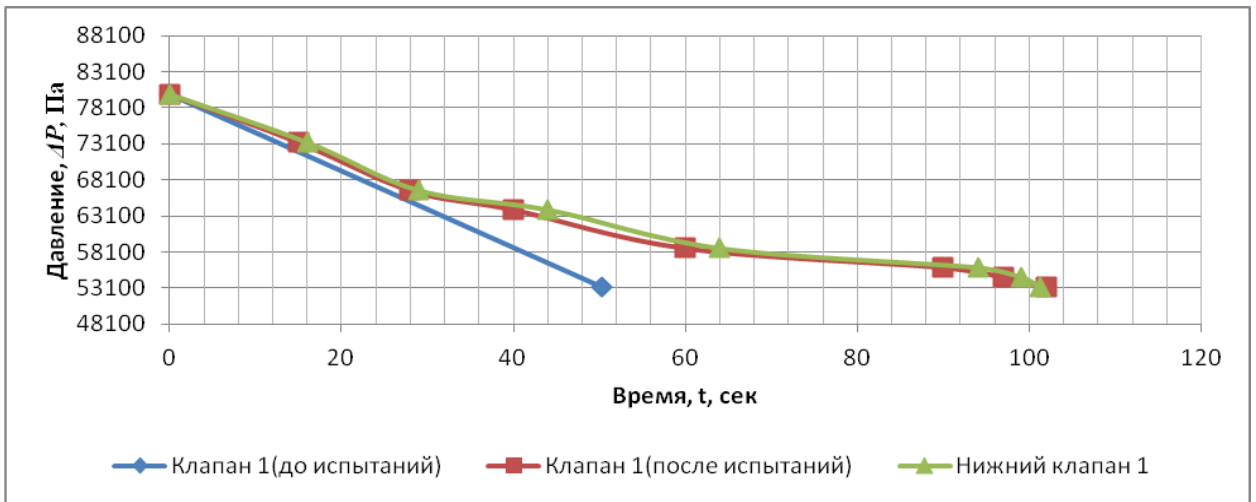


Рисунок 4.21 – Восстановление давления для клапанов VII-175-ST2

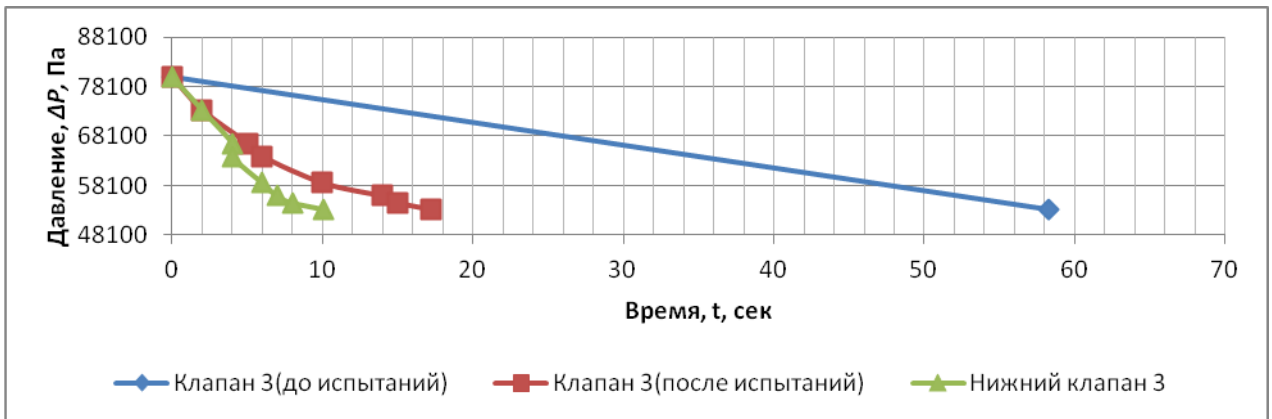


Рисунок 4.22 - Восстановление давления для клапанов VII-175-ТС1

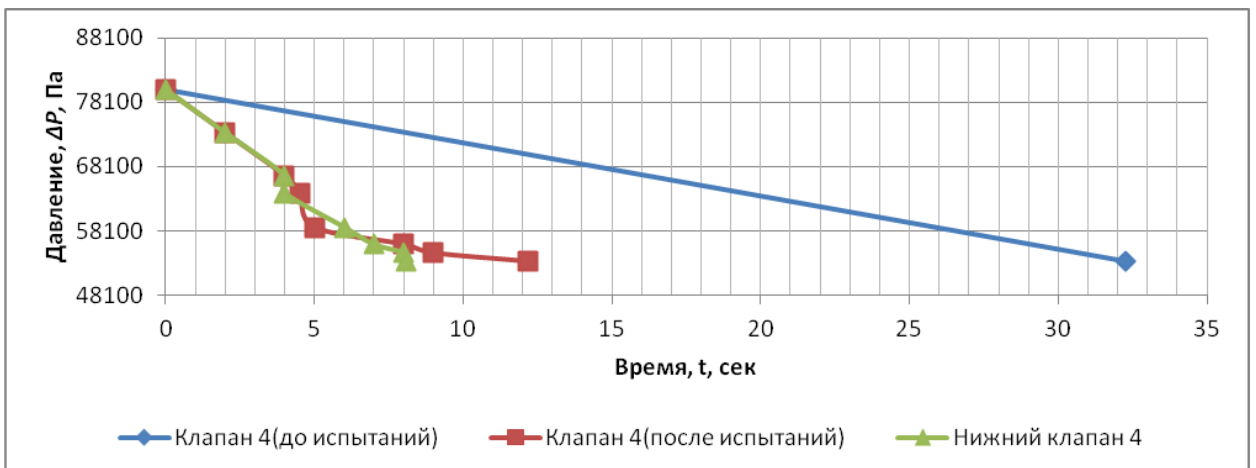


Рисунок 4.23 - Восстановление давления для клапанов VII-175-ST1

Как видно из графиков первая клапанная пара улучшила свои показатели герметичности вдвое в отличии от второй и третьей пары. Данные показатели

герметичности изменились из-за изменений показателей шероховатости поверхностей.

Замеры показали, что для клапана VII-175-TC1 значения шероховатости поверхности шара и седла после работы в среде модельной жидкости уменьшились (произошла приработка деталей клапана); а для клапанов VII-175-ST2 и VII-175-ST1 - шероховатость увеличилась. При этом клапаны типа VII-175-TC1 показала повышенную герметичность после приработки в среде модельной жидкости, содержащей 25 г кварцевого песка на 1 л технической воды, данные по шероховатости шара и посадочной поверхности седла приведены в таблицах 8,9 и профилограммах (рис.4.24 – 4.29) [32].

Таблица 8 - Параметры седел до и после испытаний

Седло клапана VII-175-TC1		Седло клапана VII-175-ST1		Седло клапана VII-175-ST2	
До испытаний		До испытаний		До испытаний	
Ra, мкм	Rmax, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм
0,0441	0,5178	0,0152	0,1624	0,0458	0,73
После испытаний		После испытаний		После испытаний	
Ra, мкм	Rmax, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм
0,2872	1,7086	0,225	1,426	0,0466	0,4151
0,3046	2,1884	0,2486	1,9851	0,0306	0,2817
0,2485	1,7494	0,2308	1,6395	0,0392	0,3834
Среднее значение		Среднее значение		Среднее значение	
0,28	1,882	0,234	1,683	0,038	0,36

Таблица 9 - Параметры шаров до и после испытаний

Шар клапана VII-175-TC1			Шар клапана VII-175-ST1			Шар клапана VII-175-ST2		
До испытаний			До испытаний			До испытаний		
Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм
0,0841	0,8659	0,4464	0,1189	2,1951	0,745	0,078	0,2758	0
0,0957	1,0729	0,6964	0,1057	1,0656	0,55	0,0779	0,2228	0,1989
0,1036	1,3992	1,0545	0,1154	1,9568	0,6738	0,0779	0,2599	0,1724
Среднее значение до испытаний			Среднее значение до испытаний			Среднее значение до испытаний		
0,094	1,1126	0,732	0,113	1,7398	0,656	0,0779	0,2528	0,1237
После испытаний			После испытаний			После испытаний		
Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм
0,2267	2,5085	1,0497	0,1725	2,1111	1,01108	0,0854	0,496	0,2905
0,1719	1,7088	0,9902	0,358	4,8008	1,2689	0,086	0,9346	0
0,2044	1,9801	1,0443	0,3664	5,8671	1,5076	0,0856	0,7261	0
Среднее значение			Среднее значение			Среднее значение		
0,201	2,0658	1,028	0,298	4,259	1,262	0,085	0,718	0,0968

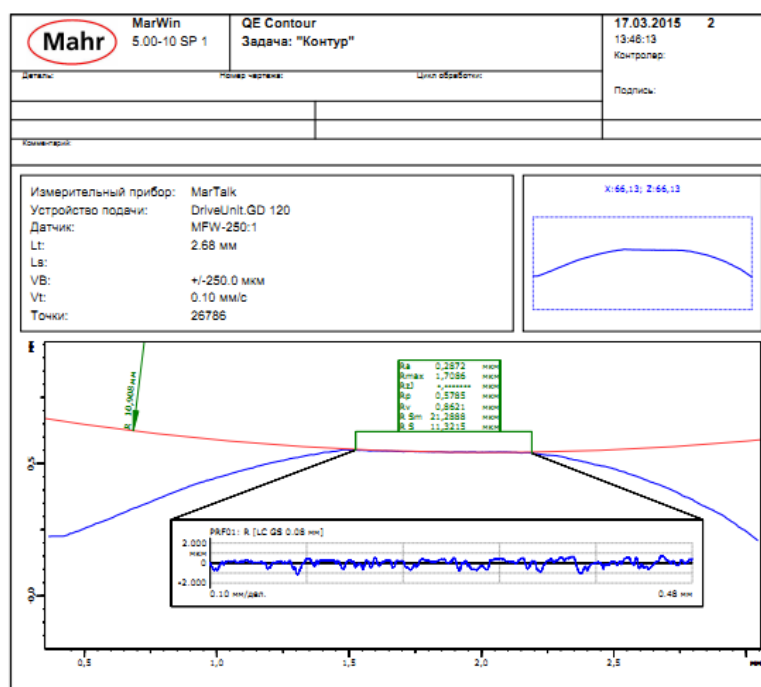


Рисунок 4.24 - Профилограмма седла клапана VII-175-СТ1. После испытаний

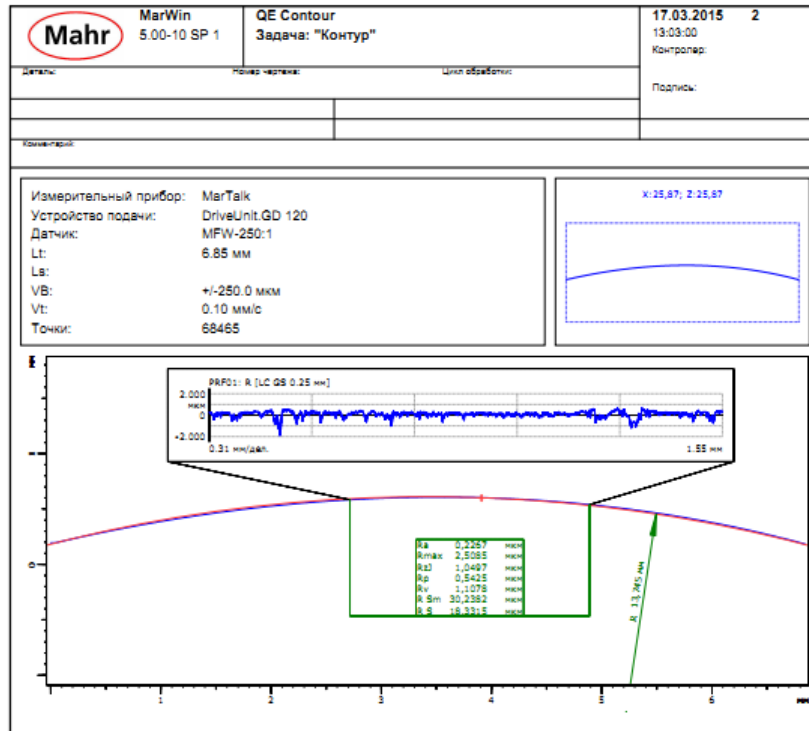


Рисунок 4.25 - Профилограмма шара клапана VII-175-СТ1. После испытаний

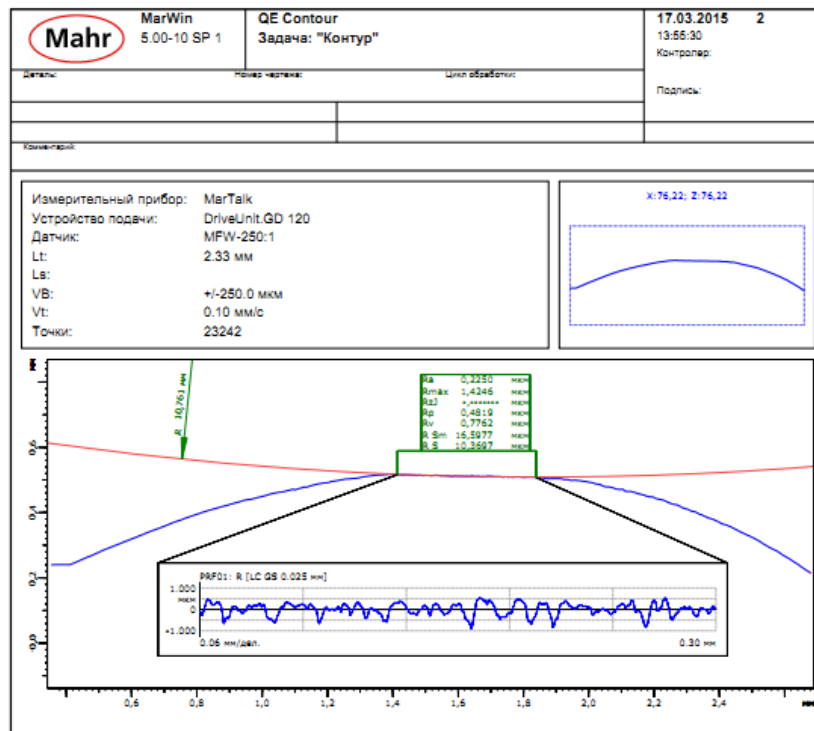


Рисунок 4.26 - Профилограмма седла клапана VII-175-СТ1. После испытаний

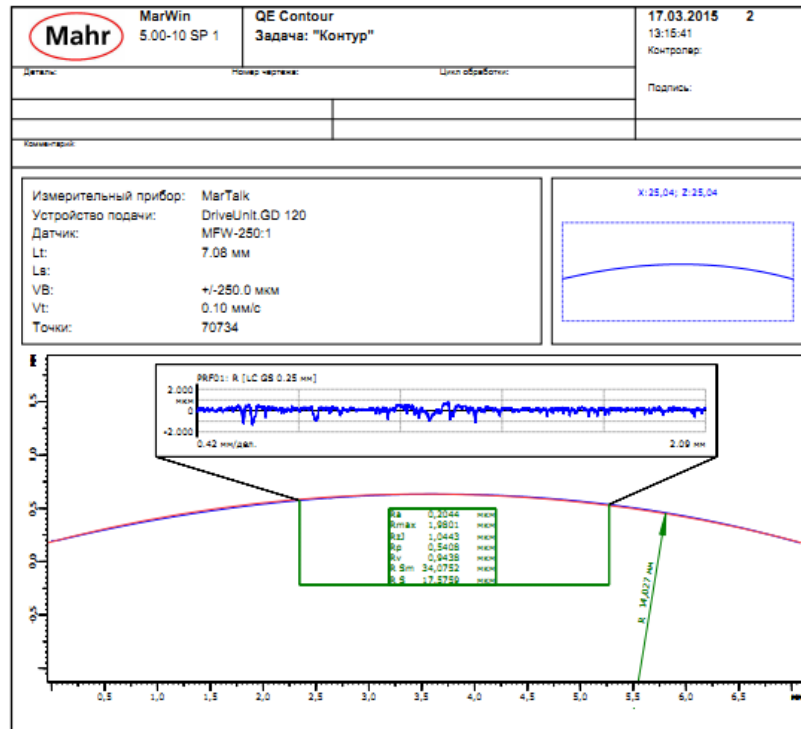


Рисунок 4.27 - Профилограмма шара клапана VII-175-ST1. После испытаний

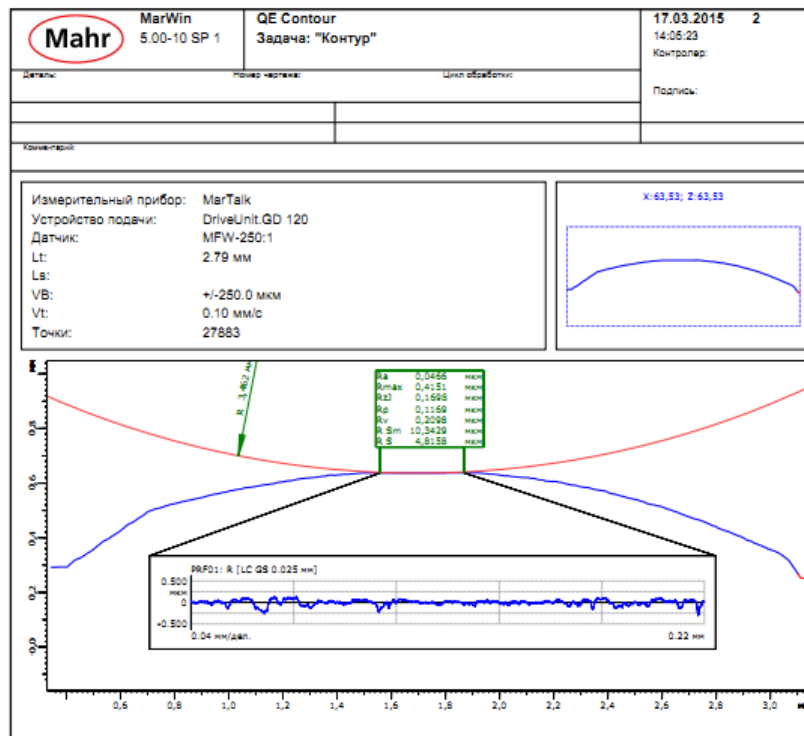


Рисунок 4.28 - Профилограмма седла клапана VII-175-ST2. После испытаний

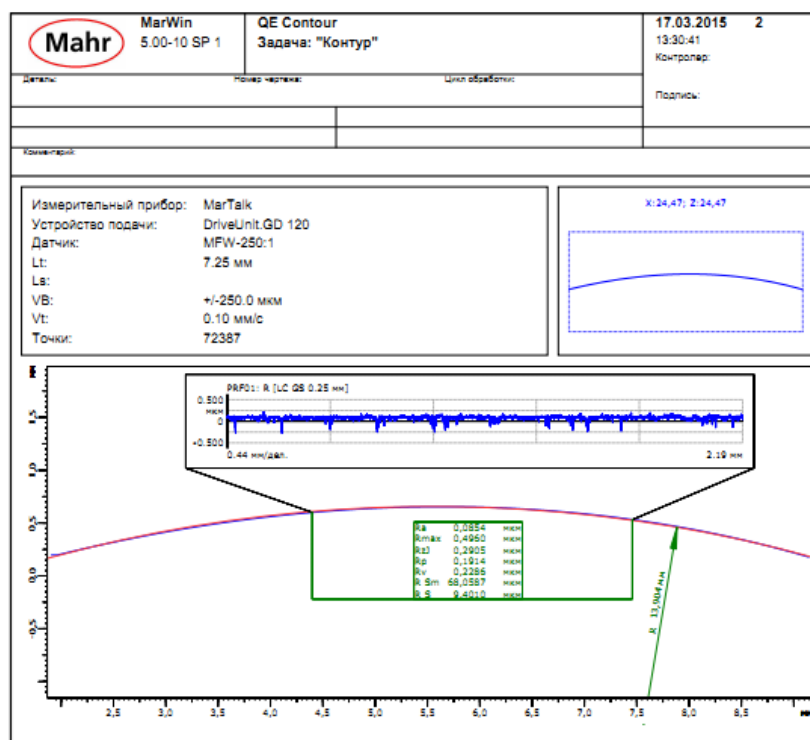


Рисунок 4.29 - Профилограмма шара клапана VII-175-ST2. После испытаний

Увеличение шероховатости неровностей, как и рассогласование сферичности посадочной поверхности седла и шара (см. таблицу 10) приводит к снижению герметичности клапана.

Таблица 10 - Изменение радиусов поверхностей седел и шаров клапанов

Седло клапана VII-175-TC1		Седло клапана VII-175-ST1		Седло клапана VII-175-ST1	
До испытаний	После испытаний	До испытаний	После испытаний	До испытаний	После испытаний
R1, мм	R2, мм	R1, мм	R2, мм	R1, мм	R2, мм
6,130	10,908	14,033	10,761	13,033	13,462
ΔR	4,85	ΔR	3,272	ΔR	0,429
Шар клапана VII-175-TC1		Шар клапана VII-175-ST1		Шар клапана VII-175-ST1	
До испытаний	После испытаний	До испытаний	После испытаний	До испытаний	После испытаний
R1, мм	R2, мм	R1, мм	R2, мм	R1, мм	R2, мм
14,184	13,745	14,199	14,027	14,004	13,904
ΔR	0,439	ΔR	0,172	ΔR	0,100

Так же были проведены замеры микротвердости клапанных пар. На седле производился замер по краю и по центру кромки, а на шаре случайно (рис.4.30).

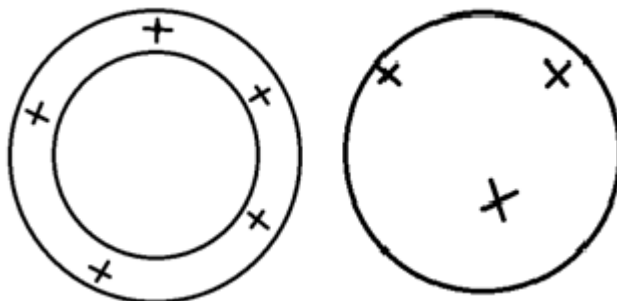


Рисунок 4.30 - Точки замера микротвердости клапана

Замеры, приведенные в таблице 11 показали, что отношение твердости поверхности шара к поверхности седла в первом случае составляет 1,02, во втором 1,12 и в третьем 1,54. Клапанная пара под первым номер показала лучшие характеристики работы, имея самые близкие по прочности материалы седла и шара. Это говорит нам о том, что клапанные пары с близкими значениями твердости запорного элемента и седла лучше притираются к друг другу и показывают лучшие показатели герметичности при работе. Так же данные выводы совпадают с результатами математического моделирования расчета напряжений возникающей при соударении запорного элемента о седло, приведенных во второй главе.

Таблица 11 - Микротвердость клапанных узлов

№ замера	Твёрдость HRC/Элемент/№ Пары								
	Пара №1			Пара №3			Пара №4		
	Шар	Седло	Седло (край)	Шар	Седло	Седло (край)	Шар	Седло	Седло (край)
1	73,3	71,7	72,1	59,9	53,0	52,6	80,9	51,8	52,3
2	74,4	71,9	72,1	60,0	53,5	53,0	81,1	52,0	52,2
3	73,9	71,9	72,1	60,2	53,4	53,8	80,0	52,2	52,2
4	73,3	71,9	-	60,1	53,4	-	80,9	52,2	-
5	73,9	71,9	-	60,3	53,4	-	80,4	52,4	-
среднее по серии	73,8	71,9	72,1	60,1	53,3	53,1	80,7	52,1	52,2

На основании теоретических и экспериментальных работ была разработана методика выбора конструкции шаровых клапанов для комплектования СШН для различных условий эксплуатации. Например, для откачки высоко вязкой жидкости с малым (до 0,5 г/л) содержанием мех примесей и вязкостью более 500 сП предлагается использовать клапаны из твердых сплавов или из стали, для добычи нефти с выпадением парафина – материал запорного элемента нитрид кремния, седло стеллит, при наличии твердых мех примесей более 1,3 г/л - клапаны из твердых сплавов.

Так же опираясь на проведенные стендовые испытания, подтвердившие математическое моделирование работы четырех основных конструкций клапанов. Были разработаны рекомендации по применению каждой конструкции для различных условий эксплуатации (рис.4.31-4.34).

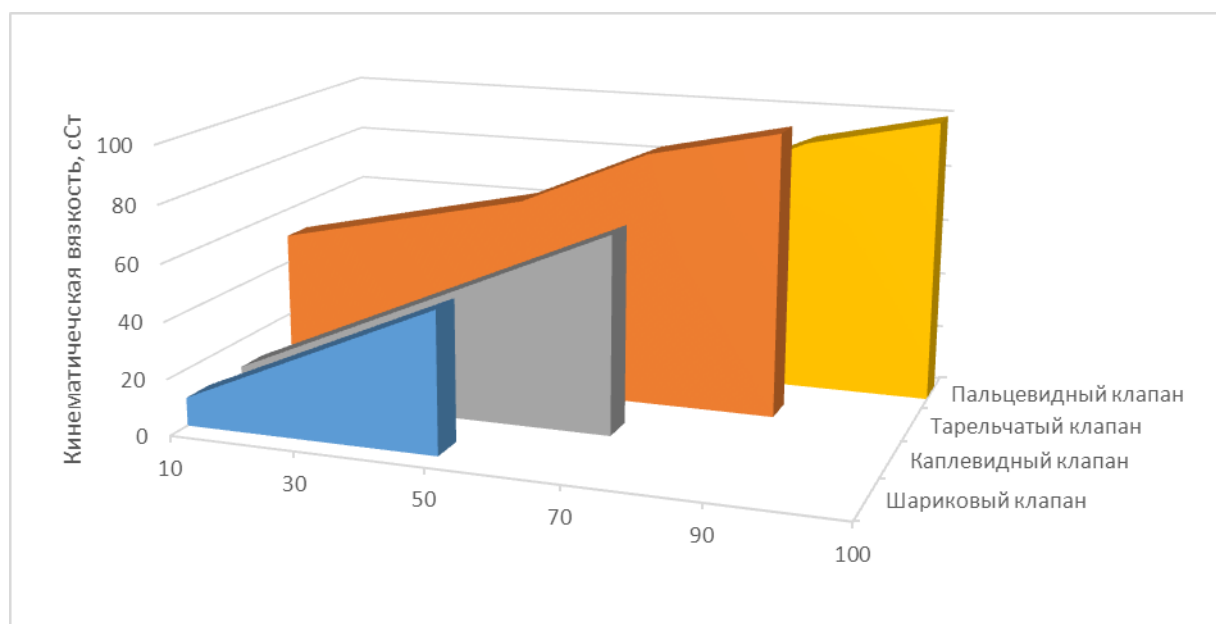


Рисунок 4.31 - Рекомендации к применению клапанов зависимости от вязкости перекачиваемой

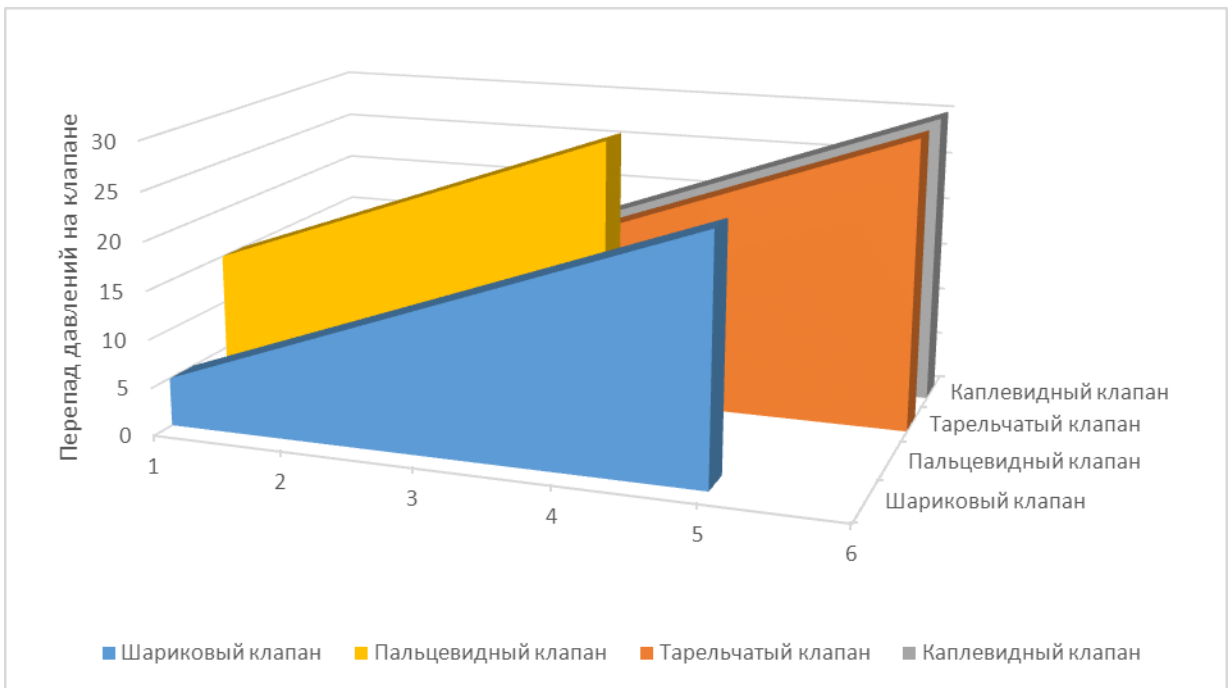


Рисунок 4.32 - Рекомендации к применению клапанов зависимости от перепада давлений на клапане

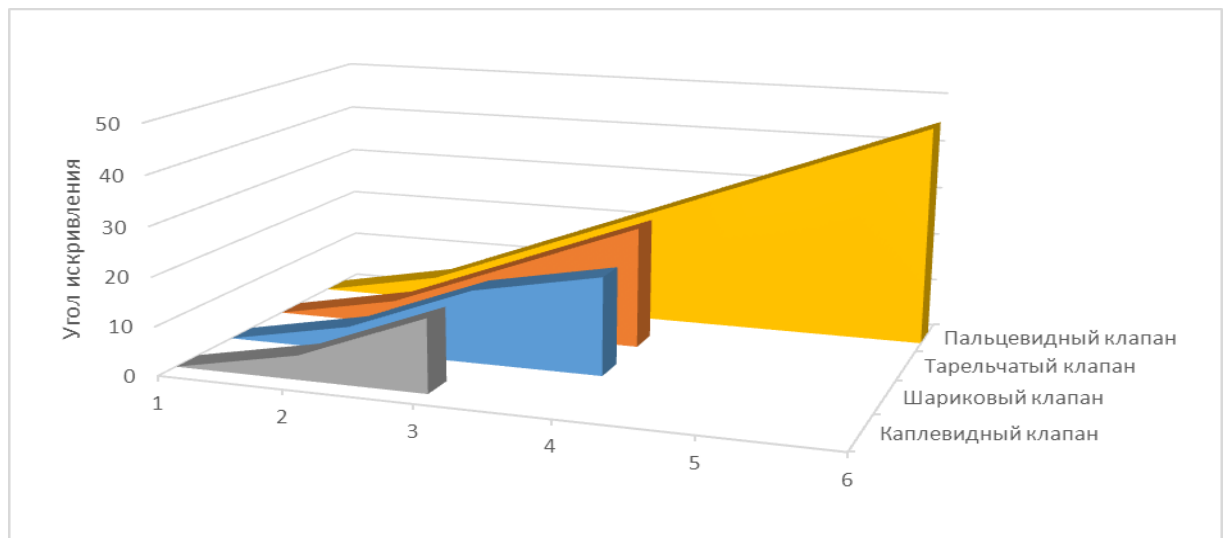


Рисунок 4.33 - Рекомендации к применению клапанов зависимости от угла, искривления скважине

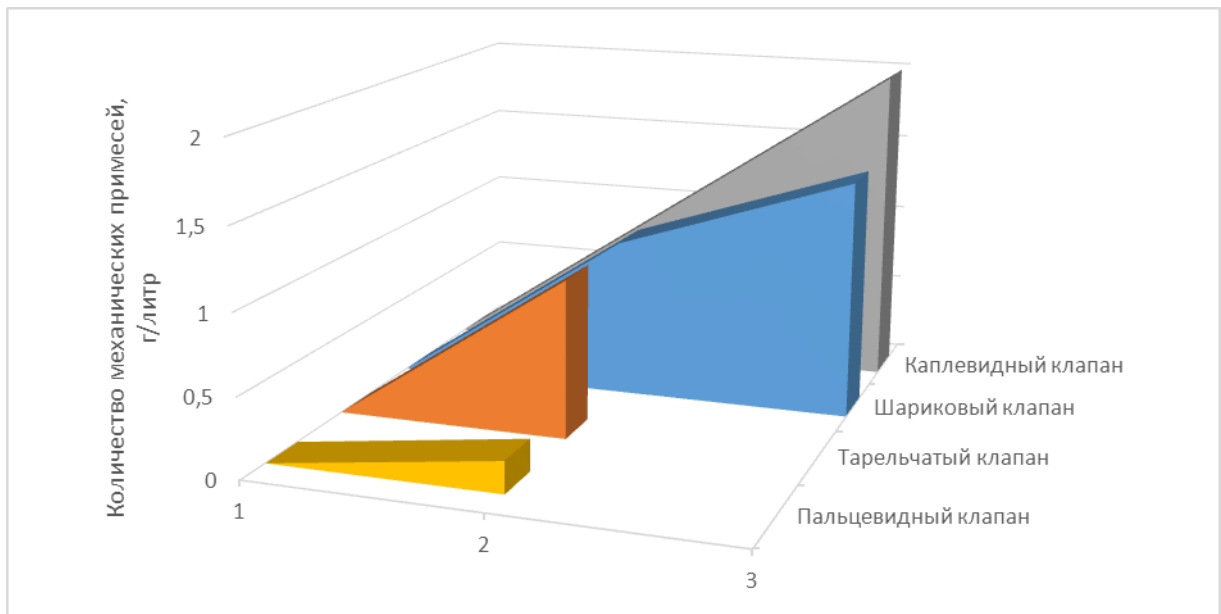


Рисунок 4.34 - Рекомендации к применению клапанов зависимости от количества механических примесей

Данные рекомендации позволят вести подбор конструкций клапанного узла в соответствии с условиями эксплуатации. Это позволит увеличить ресурс работы как клапана, так и всей установки, уменьшит величину гидравлического сопротивления, создаваемого клапаном при проходе через него жидкости, благодаря этому увеличится коэффициент наполнения насоса, величина запаздывания посадки клапана уменьшится.

Так же была разработана матрица, приведенная в таблице 12, для определения областей применения клапанов при помощи, которой возможно давать рекомендации по применению той или иной конструкции в зависимости от различных параметров.

Таблица 12 - Рекомендованные области применения клапанов

Параметр/Вид клапана	Шариковый клапан	Тарельчатый клапан	Каплевидный клапан	Пальцевидный клапан
Вязкость перекачиваемой среды, сСт	1-40	1-100	1-60	1-100
Перепад давлений на клапане, МПа	5-30	1-20	5-30	0-30
Угол искривления в скважине, град	0-15	0-45	0-30	0-45
Количество механических примесей, г/литр	0-1,5	0-1	0-2	0-0,2
Количество перекачиваемой жидкости, м3/сутки	1-20	1-40	1-25	1-30
Применение в буровой технике	-	+	-	+
Применение при постоянном потоке жидкости (применение как обратного клапана при эксплуатации УЭЦН)	+	-	+	+

Заключение

Для повышения показателей работы штанговых насосных установок, целесообразно проводить подбор клапанных узлов для работы в насосе. При таком подходе увеличится наработка насосного оборудования, увеличится коэффициент наполнения насоса. Из-за недостаточной изученности процесса работы клапанного узла, применение различных конструкций не имеет широкого применения.

Разработана математическая модель работы СШНУ, позволяющая определять кинематику движения жидкости в насосе и в клапане.

Разработана математическая модель работы клапанных узлов штанговых насосов, учитывающая условия эксплуатации насоса (угол отклонения оси клапана от вертикали; вязкость откачиваемой среды; перепад давления; изменение величины подъема запорного элемента).

Разработана математическая модель по расчету ударной нагрузки при посадке запорного элемента на поверхность седла.

Разработана методика испытаний клапанных узлов штанговых насосов по определению гидравлического сопротивления, скорости изнашивания и герметичности.

Созданы стенды для проведения испытаний на изнашивание, определение герметичности и гидравлического сопротивления.

Проведены стендовые испытания клапанных узлов штанговых насосов на величину гидравлического сопротивления, скорости изнашивания и герметичности.

Разработана методика подбора клапанных узлов СШНУ, учитывающая физические свойства перекачиваемой среды, геометрию и закон движения клапана, перемещение запорного элемента клапана.

На основе результатов численных и физических экспериментов по моделированию работы клапанных узлов можно сделать следующие выводы:

1. Неисправность клапанных узлов является одной из самых частых причин отказа штанговых насосных установок, в частности, из-за отсутствия методик подбора клапанов по условиям эксплуатации.
2. До настоящего времени исследования клапанных узлов штанговых насосов проводились при фиксированном положении запорного элемента (при максимальном подъеме шара над седлом) и все методики сводились к определению коэффициента расхода клапана, что не позволяло в полной мере создать эффективную методику подбора клапанов.
3. Созданная математическая модель работы клапанных узлов позволяет определить гидравлические сопротивления клапанов при их работе в разных условиях эксплуатации. Так, например, клапан шариковый при работе на жидкости с вязкостью 50 сСт имеет гидравлические сопротивления на 50% меньше, чем тарельчатый клапан; а при вязкости 100 сСт каплевидный клапан имеет наименьшее значение гидравлического сопротивления, что на 50% меньше чем у тарельчатого и пальцевидного клапана и на 20% меньше чем у шарикового клапана.
4. Созданная математическая модель по определению ударных нагрузок в месте посадки запорного элемента на седло клапана и ресурса клапана, позволяет оценить возможность времени безотказной работы клапанов в разных условиях эксплуатации. Например, время наработки до отказа шарикового клапана при частоте ходов плунжера насоса 10 в минуту составляет около 350 суток (при частоте ходов 4 в минуту – 875 суток), что хорошо согласуется с временем работы клапанов в условиях большинства российских нефтяных скважин.
5. Разработаны программы и методики физических экспериментов, созданы стенды для испытаний клапанных узлов. Результаты

физических экспериментов имеют хорошую сходимость с результатами математического моделирования; расхождение результатов не превышает 7%.

- б. На основе результатов исследования дана оценка работы клапанных узлов, составлены рекомендации по применению клапанных пар разной конструкции для конкретных условий эксплуатации.

Условные обозначения

h_1 - расстояние центра шара от седла при его подъеме или опускании,

мм;

r_0 – радиус отверстия в седле клапана, мм;

R – радиус шара, мм;

ε – коэффициент сжатия струи, проходящей через щель;

$v_{щ}$ – скорость жидкости в щели клапана, м/с;

F – площадь сечения плунжера, м²;

w_2 – угловая скорость вала, рад/с;

S – длина хода плунжера, м;

f_0 – площадь седла клапана, м²;

$Q_{ш}$ – объем шарика, м³;

λ_0 – среднее значение коэффициента, зависящее от размеров клапана и

седла;

γ_1, γ – плотность жидкости и шара, кг/м³;

C - коэффициент пропорциональности, зависящий от размеров клапана и его конструкции;

μ – коэффициент расхода через клапан;

G – вес шарика и жидкости, Н;

d_1 – диаметр шара, мм;

$\xi_{\text{кл}}$ – коэффициент сопротивления клапанного узла;

v_0 – скорость жидкости в сечении седла клапана, м/с;

Q_0 – расход жидкости через клапан, м³/с;

ΔP – перепад давления на клапане, МПа;

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³;

f – площадь проходного сечения, м²;

Q – расход жидкости через клапанный узел, м³/с;

ε – коэффициент сжатия потока жидкости;

α – коэффициент Кориолиса;

$\frac{\Delta P}{dx}$ – перепад давления на клапане при фиксированной величине подъема запорного элемента, МПа;

$\frac{dQ}{dx}$ – расход жидкости через клапанный узел при фиксированной величине

подъема запорного элемента, м³/с;

x_{max} – максимальное перемещение запорного элемента клапана, м;

x_{min} – минимальное перемещение запорного элемента клапана, м;

s_A, v_A, a_A – перемещение, скорость и ускорение точки подвеса колонн штанг, м, м/с, м²/с;

k_1, k – соответствующие плечи балансира, м;

r – радиус кривошипа, м;

ω – угловая скорость кривошипа, рад/с;

l – длина шатуна, м;

φ – угол поворота кривошипа, град;

σ – напряжение в данном сечении колонны штанг, МПа;

v – скорость в данном сечении колонны штанг, м/с;

a – константа вязкого трения;

ρ – соответственно плотность материала штанги, кг/м³;

f_2 – площадь сечения штанги, м²;

l – глубина подвески насоса, м;

ω – угловая скорость кривошипа, рад/с;

m – суммарный вектор скорости колонны штанг, м/с;

λ', χ' – частные решения данного уравнения;

k, S – коэффициенты телеграфного уравнения;

U_1 – перемещения в точке подвеса колонны штанг на устье скважины, м;

c – скорость звука в материале штанги, м/с;

P_1 – растягивающие нагрузки в точке подвеса колонны штанг, Н;

L_1 – длина колонны штанг, м;

h_1 – расстояние от точки подвеса колонны до средней линии головки балансира, м;

h_2 – расстояние от средней линии до верхней мертвой точки головки балансира, м;

Re – число Рейнольдса;

p_1 – давление на выходе из клапанного узла, МПа;

τ_1 – кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости, Па·с;

ρ_1 – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

Q_1 – массовый расход жидкости, кг/с;

d_1 – диаметр шара, мм;

d_2 – средний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_3 – внешний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_4 – внутренний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_5 – внутренний диаметр клетки, мм;

d_6 – малый диаметр каплевидного запорного элемента, мм;

d_7 – большой диаметр каплевидного запорного элемента, мм;

d_8 – диаметр тарели, мм;

d_9 – диаметр золотника, мм;

l_1 – высота подъема запорного элемента, мм;

l_2 – высота каплевидного запорного элемента, мм;

l_3 – высота подъема каплевидного запорного элемента, мм;

l_4 – высота подъема тарели, мм;

l_5 – высота подъема золотника, мм;

l_6 – высота золотникового запорного элемента, мм;

α – угол отклонения оси клапана от вертикали, мм;

μ – коэффициент расхода, мм;

ξ – коэффициент сопротивления, мм;

v_1 – скорость течения жидкости, м/с;

m_2 – масса запорного элемента, кг.

Список литературы

1. Standart API SPEC 11 X Насосы штанговые погружные в части конструкции, типов и исполнения самих насосов и их основных узлов, диаметров насосно-компрессорных труб, условных диаметров скважинных насосов, точности изготовления цилиндров и плунжеров, групп материалов для изготовления узлов скважинных насосов в зависимости от условий эксплуатации.
2. ГОСТ Р 51896-2002 Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования.
3. ГОСТ Р 31825-2012 Штанги насосные, штоки устьевые и муфты к ним, М.: Стандартиформ, 2013, 51 с.
4. Костыченко Е.В. Клапанные узлы глубинных насосов конструкции Костыченко Е.В., НХ, №8, 1953, 23 с.
5. Абдурашидов С.А. К вопросу зависимости потерь на местные сопротивления от числа Рейнольдса. Труды Азербайджанского индустриального института, выпуск 1/21, 1941, с. 46.
6. Адонин А.Н. Испытание новых конструкций клапанов для глубинных насосов. Научно-исследовательские работы нефтяников, вып. III, Гостоптехиздат, Москва, 1944, с. 78.
7. Аливердизаде К.С., Ашурли С.И., Алиев М.Д., Рабинович А.М., Шевчук Ю.И. Исследование глубинного оборудования на стендовой установке, Труды АЗИНМАШ, выпуск 1, Азнефтиздат, 1956, с. 41.
8. Алиев Ш.Н., Гаджиев Н.А., Мелкуров Р.М. Влияние кривизны ствола скважины на производительность глубинного насоса. «Машины и оборудование» №12, ВНИИОЭНГ, 1964, с. 56.
9. Апресов и Пирвердян А.М. Исследование клапанов глубинных насосов. Технический отчет АзНИИ №33-34. Фонд АзНИИ ДН, 1939, с. 19.
10. Берг Г. Поршневые крыльчатые и ротационные машины. Новосибирск. Гос.научн.техиздат, 1933, с. 33.

11. Давлетшин Х.Г. Теория пространственного движения шарового клапана поршневого насоса. Труды нефтяного института им. И.М. Губкина. Гостоптехиздат, 1957, с. 15.
12. Давлетшин Х.Г. Вопросы гидравлики глубинного штангового насоса. Труды Московского нефтяного института им. И.М. Губкина. Гостоптехиздат, 1957, с. 22.
13. Давлетшин Х.Г. Вопросы теории глубинных насосов и практика эксплуатации их. Автореферат докторской диссертации, 1959.
14. Пирвердян А.М. Вопросы гидродинамики техники нефтедобычи. Докторская диссертация, 1952, с. 15.
15. Подкорытов С.М., Якимов С.Б., Подкорытов Д.С. О допусках на диаметры шаров клапанов штанговых глубинных насосов, «Машины и оборудование», №4, 2013, с. 27.
16. Степанова И.С. Исследование клапанных узлов глубинных насосов: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Степанова И.С. – Баку, 1970. – 258 с.
17. Степанова И.С., Пирвердян А.М. О потерях напора в клапанных узлах глубинных насосах АНХ, №5, 1954, с. 32.
18. Степанова И.С. Гидромеханическое испытание клапанов глубинных насосов. Технический отчет СКБ-Н тема 2-54, 1954, 42 с.
19. Степанова И.С. Исследование работоспособности клапанных узлов глубинных насосов. Труды АзНИИ ДН, выпуск XX, 1968, с. 17.
20. Степанова И.С. Клапанные узлы глубинных насосов. Нефтяное хозяйство №7, 1954, с. 29.
21. Молчанова А.Г. Разработка методов учета влияния свободного газа и вязкости жидкости на работу клапанных узлов скважинных штанговых насосов: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Степанова И.С. – М., 1987. – 189 с.

22. Якимов С.Б., Подкорытов С.М. Комплексное исследование качества клапанных пар штанговых насосов «Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса», М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», №3, С.6-16, 2012.
23. Якимов С.Б., Подкорытов С.М. О долголетию штанговых насосов компании Cameron «Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса», М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2013 №3, С.13-16.
24. Долов Т.Р. Исследование эффективности работы клапанных узлов скважинных штанговых насосов //Тезисы докладов 65-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ - 2011». 11-14 апреля 2011 г. Секция «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – М., 2011 - с.35.
25. Долов Т.Р. Математическое моделирование процесса работы клапанных узлов штанговых насосов //Тезисы докладов 66-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ - 2012». 17-20 апреля 2012 г. Секция «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – М., 2012 - с.29.
26. Долов Т.Р. Стендовые испытания клапанных узлов штанговых насосов //Тезисы докладов 67-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ -2013». 9-12 апреля 2013 г. Секция «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – М., 2013 - с.44.
27. Долов Т.Р. Исследование работы клапанных узлов штанговых насосов путем математического моделирования на ЭВМ //Тезисы докладов 68-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ - 2014». 14-16 апреля 2014 г. Секция «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – М., 2014 - с.15.
28. Долов Т.Р. Анализ различных конструкций клапанных узлов скважинных штанговых насосов //Тезисы докладов 69-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ -

- 2015». 14-16 апреля 2015 г. Секция «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – М., 2015 - с.54.
- 29.Ивановский В.Н., Долов Т.Р., «Исследование эффективности работы клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок», журнал «Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса», 2/2014, с.29-33;
- 30.Ивановский В.Н., Елагина О.Ю., Гантимиров Б.М., Сабиров А.А., Дубинов Ю.С., Долов Т.Р. Анализ работы различных конструкций клапанных пар скважинного штангового насоса //Территория Нефтегаз, 2015 г. - №9 сентябрь, с.92-99.
- 31.Ивановский В.Н., Долов Т.Р., Дубинов Ю.С. Ускоренные испытания насосных штанг на усталость для оценки пределов выносливости материалов и конструкций, учебно-методическое пособие, 2016, 29 с.
- 32.Ивановский В.Н., Бабакин И.Ю., Долов Т.Р., Дубинов Ю.С. Ускоренные испытания клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок на величину износа и герметичности, учебно-методическое пособие, 2016, 38 с.
- 33.Патент 20278762 Российская Федерация F04B47/02. Клапан штангового насоса Центральная научно-исследовательская лаборатория производственного объединения "Оренбургнефть" Заявл. 2005-09-12;Опубл. 2005-10-20.
- 34.Патент 2059885 Российская Федерация F04B53/02. Клапан штангового насоса Центральная научно-исследовательская лаборатория производственного объединения "Оренбургнефть" Заявл. 2007-12-04;Опубл. 2007-10-05.
- 35.Патент 2041940 Российская Федерация F04B47/00. Клапан штангового насоса ГОУ ВПО "Тюменский государственный нефтегазовый университет" Заявл. 2008-02-18;Опубл. 2008-02-18.

36. Патент 2050940 Российская Федерация F16K15/04. Клапан штангового насоса ГОУ ВПО "Тюменский государственный нефтегазовый университет" Заявл. 2002-10-13;Опубл. 2003-10-15.
37. Патент 2050940 Российская Федерация F16K15/04. Клапан штангового насоса Уфимский нефтяной Институт, Агапов Ю.Г., Султанов Б.З., Вагапов С.Ю., Заявл. 2010-11-26;Опубл. 2012-6-04.
38. Патент 2241853 Российская Федерация F16K15/04. Самоустанавливающийся всасывающий клапан глубинного штангового насоса Открытое акционерное общество «Татнефть» Ибрагимов Н.Г., Залтов М.Ш., Закиров А.Ф., Ранов М.М., Заявл. 2010-06-16;Опубл. 2010-11-04.
39. Патент 2010118335 Российская Федерация F16K15/02. Всасывающий клапан глубинного штангового насоса Янгарева М.С., Заявл. 2010-05-07;Опубл. 2011-11-020.
40. Патент 225255 Российская Федерация F16K15/02. Клапан глубинного штангового насоса ООО «Нафтасервис» Султанов Б.З., Галимуллин М.Л., Заявл. 2010-06-16;Опубл. 2010-11-04.
41. Патент 225255 Российская Федерация F16K15/02. Клапан глубинного штангового насоса ООО «Нафтасервис» Султанов Б.З., Галимуллин М.Л., Заявл. 2010-06-16;Опубл. 2010-11-04.
42. Патент USA 8192181 Соединенные Штаты Америки F04B53. Клапан глубинного штангового насоса. Томпсон Насосная компания, Фишер Чарльз Генаш., Заявл. 24.02.2009; Опубл. 05.06.2012.
43. Патент USA 806181381 Соединенные Штаты Америки F16K15/00. Клапан глубинного штангового насоса. Форд Насосная компания, Майкл (Санкт-Джордж, Юта)., Заявл. 24.02.2009; Опубл. 05.06.2012.
44. Патент USA 6746221 Соединенные Штаты Америки F04B53/10. Клапан глубинного штангового насоса. Хавард,(Хьюстон, Техас)., Заявл. 24.07.2002; Опубл. 08.06.2004.

45. Патент USA 8192181 Соединенные Штаты Америки F04B53/00. Клапан глубинного штангового насоса. Фишер, Чарлз Гена (Okemah, OK), Заявл. 24.02.2009; Оpubл. 06.05.2012.
46. Патент USA 5356114 Соединенные Штаты Америки F04B5312. Клапан глубинного штангового насоса. Фишер, Хавард, Кеннет Р. (Хьюстон, Техас), Заявл. 18.10.2009; Оpubл. 26.01.2010.
47. Алямовский А. А. и др. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Авторы: Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Б. В., Харитонович А. И., Пономарев И. Б. — СПб.: БХВ-Петербург, 2005, с. 16.
48. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. — СПб.: БХВ-Петербург, 2012. 448 с.: ил. + DVD — (Мастер).
49. Абдуллаев М. А. Глубинные насосы. Азнефтеиздат, Баку, 1951, 448 с.
50. Баграмов Р. А. Буровые машины и компрессоры, М.: Недра, 1988 г., 497 с.
51. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машгиз, 1963, 239 с.
52. Башта Т. М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М., Машиностроение, 1974, 302 с.
53. Протасов В. Н., Физико-химическая механика материалов и конструкция, М.: «Недра», 2007, 310 с.
54. Романенко С. В., Курс лекций по дисциплине «Сопrotивление материалов» Часть 1, 2. М.: РГУ нефти и газа имени И. М. Губкина, 2007, - 77 с.
55. Серенсен С. В., Гарф М. Э., Козлов А. А., Машины для испытаний на усталость, М.: «Машгиз», 1957, 397 с.
56. Справочник конструктора-машиностроителя, Анурьев В. И., Т. 1. М.; Машиностроение, 1982, 452 с.
57. Справочник конструктора-машиностроителя, Анурьев В. И., Т. 2. М.; Машиностроение, 1982, 390 с.

58. Степин П.А., Сопротивление материалов, М.: «Интеграл-пресс», 1997, 320 с.
59. Фаерман И.Л., Штанги для глубинных насосов, Б.: «Азнефтеиздат», 1955, 322 с.
60. Серенсен С.В., Когаев В.П., Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность, М.: Макгиз, 1968, с. 19.
61. Захаров Б.С., Поршневые и плунжерные насосы для добычи нефти, ОАО «ВНИИОЭНГ», 2006, 310 с.
62. Адонин А.Н., Добыча нефти штанговыми насосами, М.: «Недра», 1979 г., 213 с.
63. Рыжов Е.В., Статистика, Нефтегазовая вертикаль, №15, 2015, с. 27.
64. Степин П.А., Сопротивление материалов, М.: «Интеграл-пресс», 1997, 320 с.
65. Уразаков К.Р., Богомольный Е.И., Сейтпагамбетов Ж.С. и др., Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных скважин, М.: «Недра», 2003 г., 303 с.
66. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А. и др., Оборудование для добычи нефти и газа, 2 ч. – М.: «Нефть и газ», 2003, 380 с.
67. Зубаиров С.Г. Исследование работы штанговых глубиннонасосных установок в искривленных скважинах. Дис. . канд. техн. наук: 05.04.07. Уфа: УНИ, 1975. - 198 с.
68. Николич А.С. Поршневые буровые насосы, М.: «Недра», 1973г., 133 стр.
69. Захаров Б.С. Поршневые и плунжерные насосы для добычи нефти (сборник статей и патентов), М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2006г., 275 с.
70. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Насосное оборудование ТЭС. М.: Энергия, 1975г, с. 24.
71. Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 15: Учебный курс. — СПб.: Питер, 2011. 400 с.

72. Касьянов В.М., Аналитический метод контроля работы глубинных штанговых насосов, М.: ВНИИОЭНГ, 1973, с. 31.
73. Касьянов В.М., Расчет глубинных величин по данным наземных измерений (для штанговых насосов с балансирным приводом), М., 1986, с. 45.
74. Конструирование узлов и деталей машин, П.Ф. Дунаев, М.; 2000, 214 с.
75. Пирвердян А.М., Адонин А.Н. Вопросы гидравлики и работоспособности глубинного насоса. Азнефтеиздат, 1955, с. 21.
76. Рустамов Э.М. Клапанные узлы глубинных насосов конструкции Костыченко. Азнефтеиздат, Баку, 1954, с. 12.
77. Рабинович Е.З. Гидравлика, М.: «Недра», 1980 г., 276 с.
78. Лурье М.В., Астрахан И.М., Кадет В.В. Гидравлика и ее приложения в нефтегазовом производстве, М.: Из-во «МАКС Пресс», 2010. – 23 – 66 с.
79. Алиев Р.А., Белоусов В.Д., Немудров А.Г., Юфин В.А., Яковлев Е.И. Трубопроводный транспорт нефти и газа. Учеб. для ВУЗов, М.: Из-во «Недра», 1988. – 52 – 56 с.
80. Васильев Г.Г., Коробков Г.Е., Коршак А.А., Лурье М.В., Писаревский В.М., Прохоров А.Д., Сощенко А.Е., Шаммазов А.М. Трубопроводный транспорт нефти. Учеб. для ВУЗов, М.: Из-во «Недра», 2002. – Т.1. – 69 - 95 с.
81. Ишмухаметов И.Т., Исаев С.Л., Лурье М.В., Макаров С.П. Трубопроводный транспорт нефтепродуктов. Учебно-практическое пособие по вопросам теории и расчета, М.: Из-во «Нефть и газ», 1999. – 173 – 193 с.
82. Лурье М.В. Задачник по трубопроводному транспорту нефти, нефтепродуктопроводов и газа. Учеб. для ВУЗов, М.: Из-во РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2011. – 7 – 85 с.

Приложение А (Обязательное). Результаты компьютерных испытаний клапанных узлов

испытаний клапанных узлов

Шариковый клапан

Графики построены для 4-х случаев.

- 1) 5 Мпа давление на выходе расход жидкости 0,05 кг/с;
- 2) 10 Мпа давление на выходе расход жидкости 0,10 кг/с;
- 3) 15 Мпа давление на выходе расход жидкости 0,15 кг/с;
- 4) 20 Мпа давление на выходе расход жидкости 0,20 кг/с;

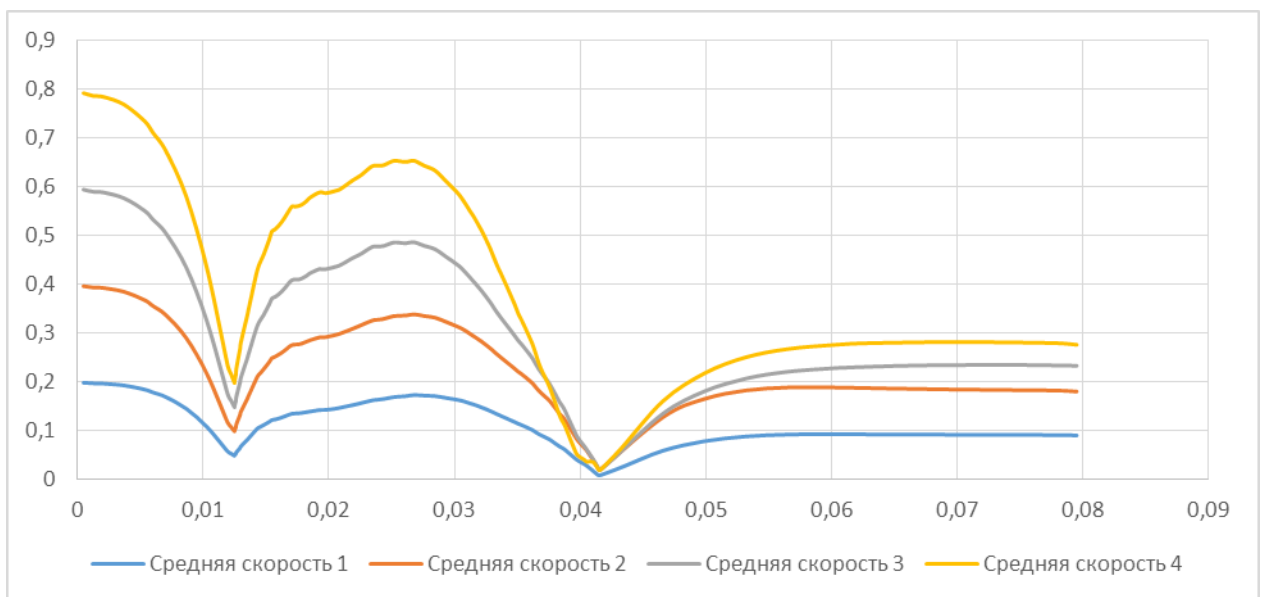


Рисунок П.1.1 - Средняя скорость потока жидкости

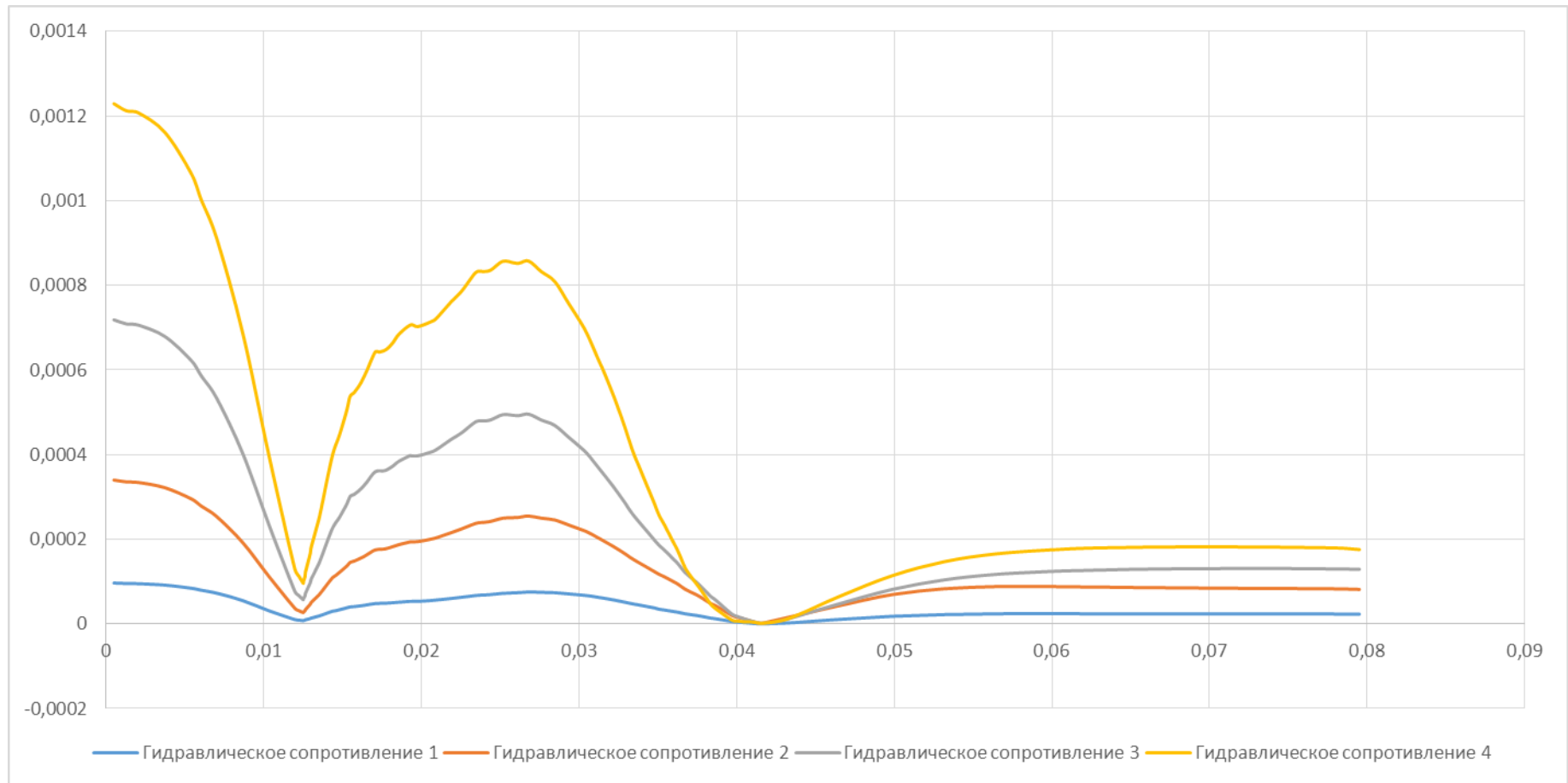


Рисунок П.1.2 - Гидравлическое сопротивление потока жидкости

Тарельчатый клапан

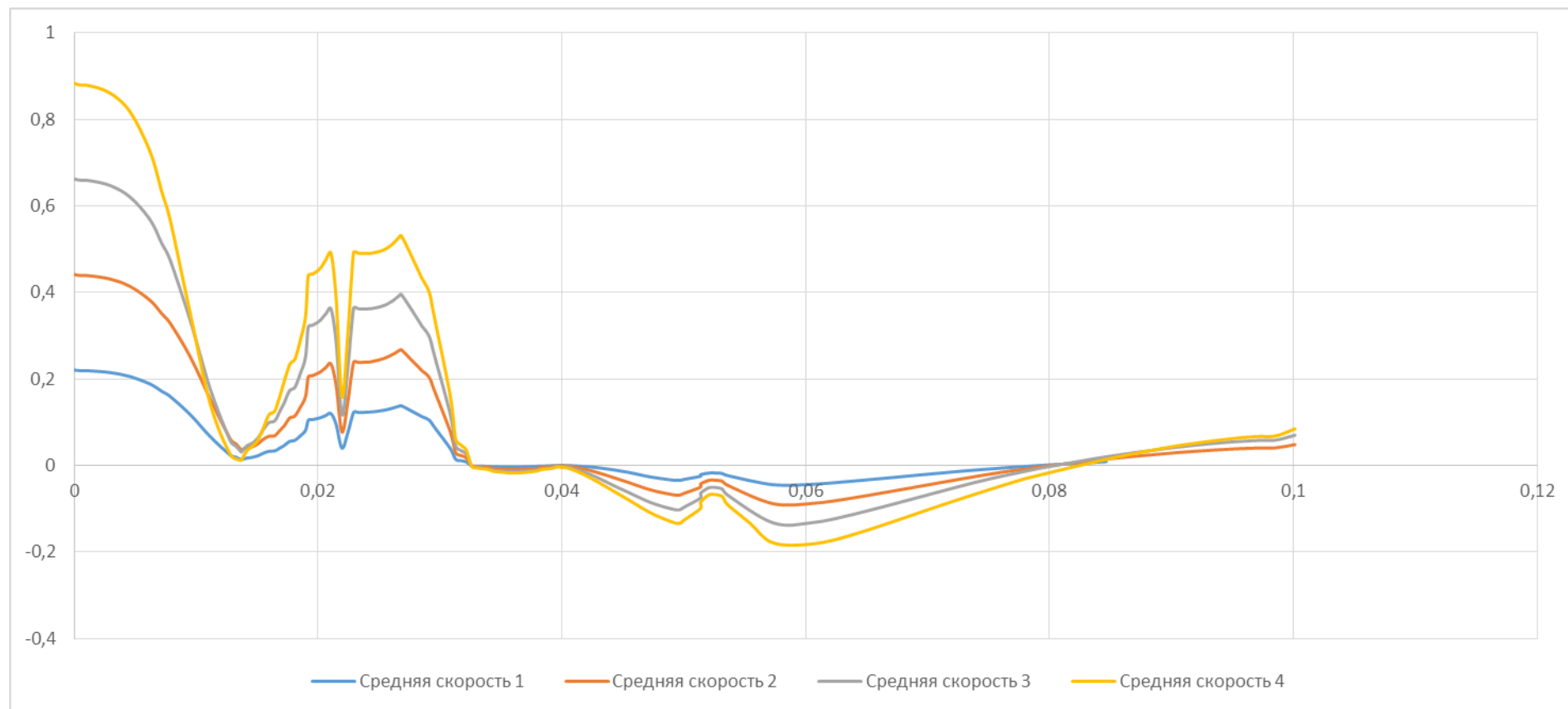


Рисунок П.1.3 - Средняя скорость потока жидкости

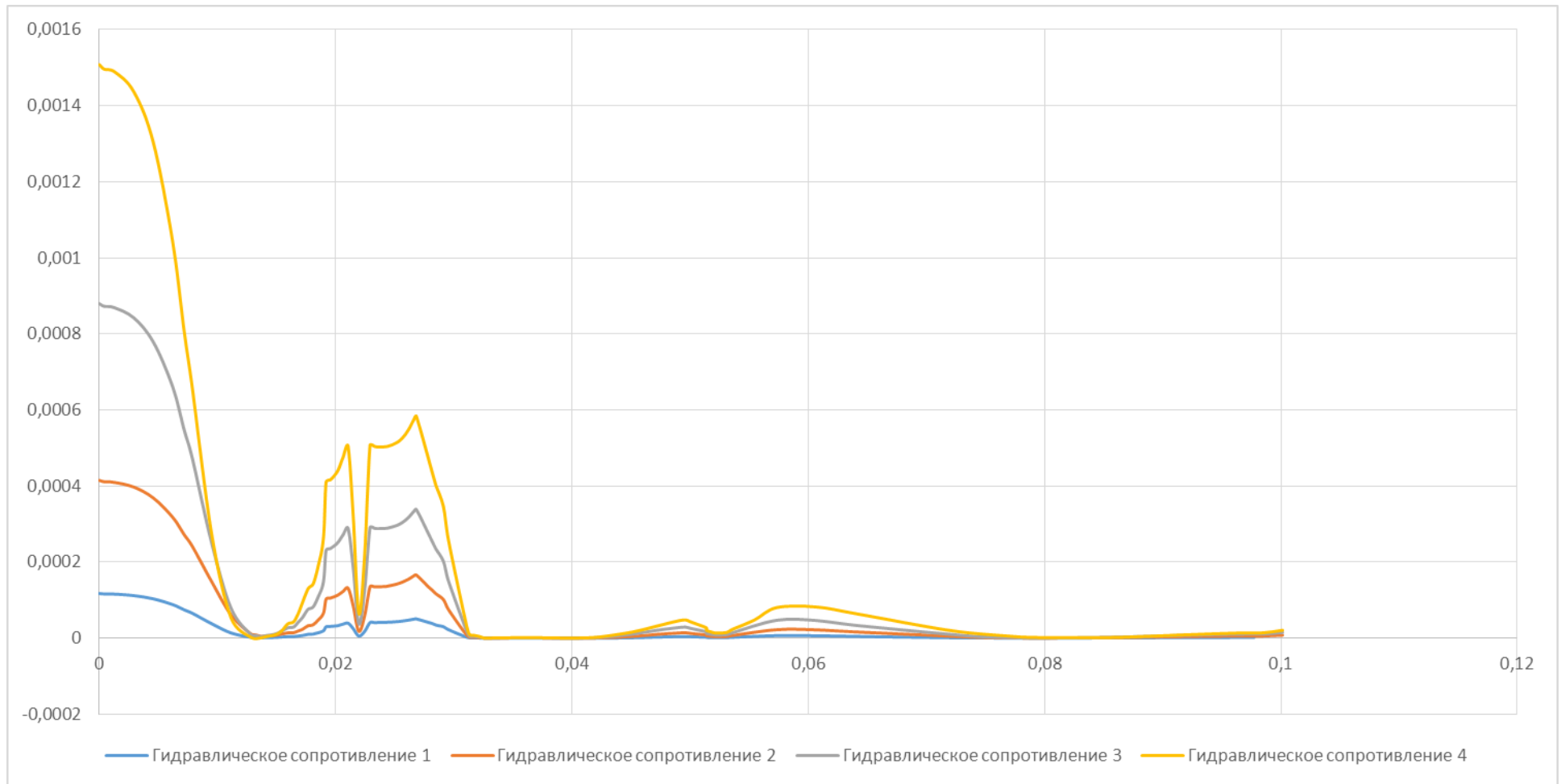


Рисунок П.1.4 - Гидравлическое сопротивление потока жидкости

Каплевидный клапан

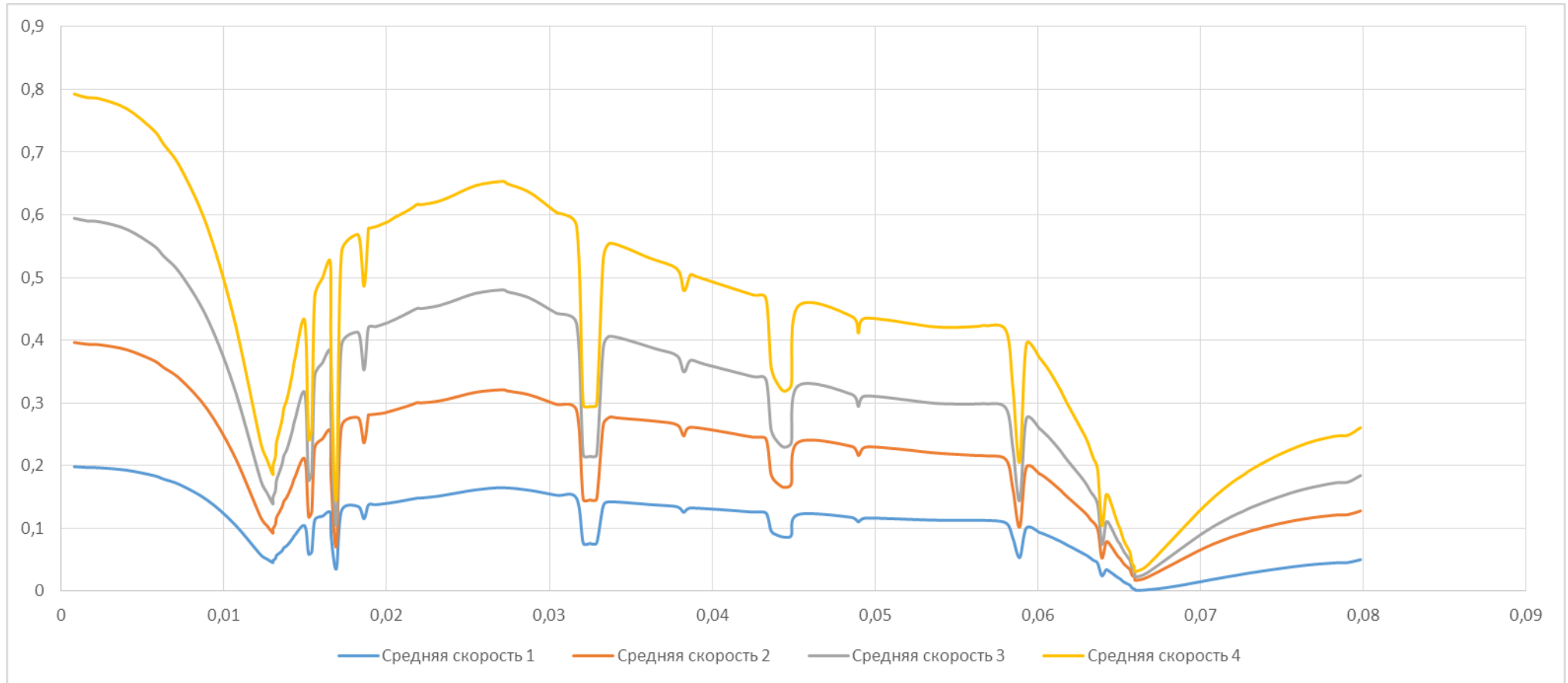


Рисунок П.1.5 - Средняя скорость потока жидкости

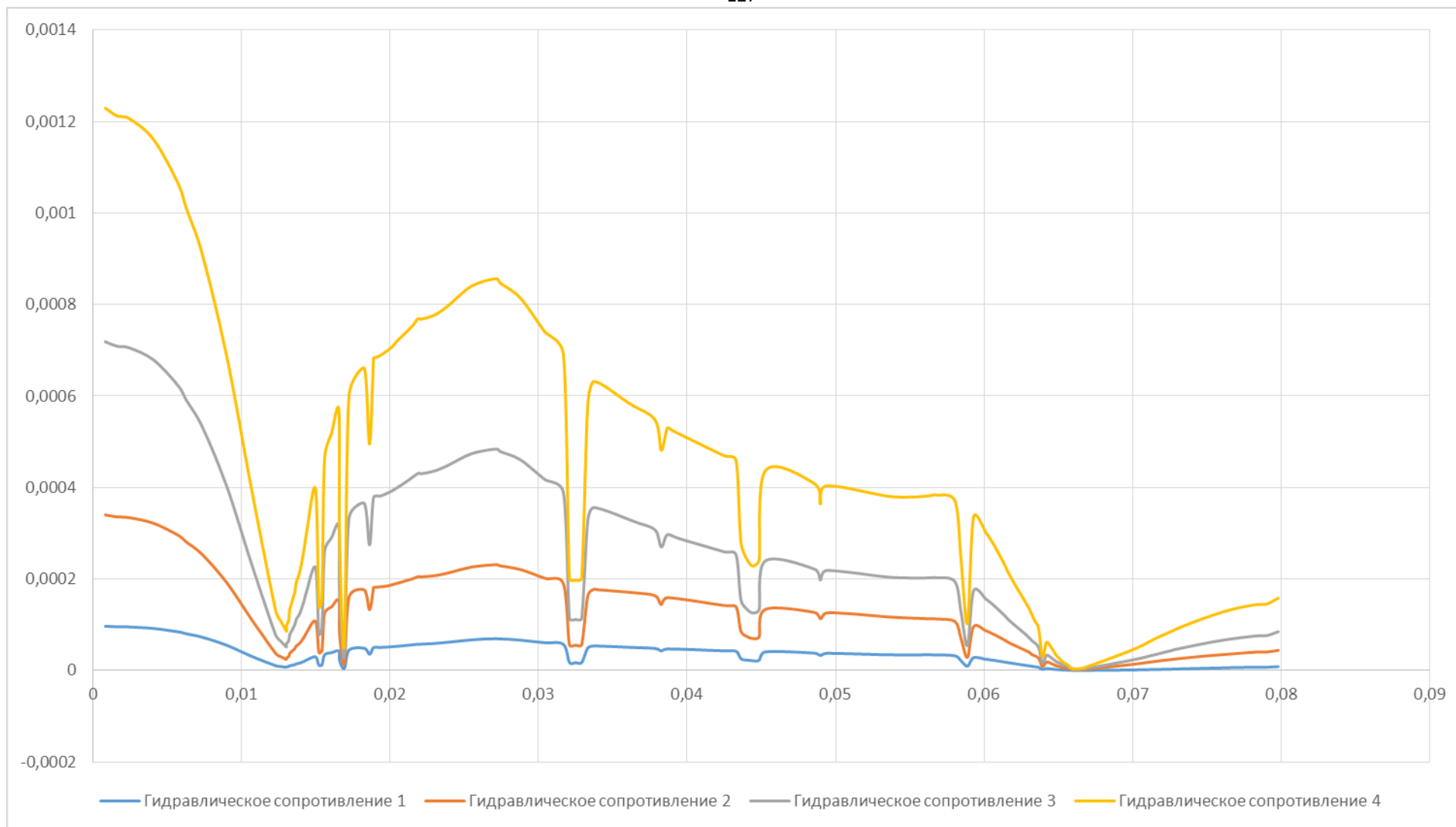


Рисунок П.1.6 - Гидравлическое сопротивление потока жидкости

Пальцевидный клапан

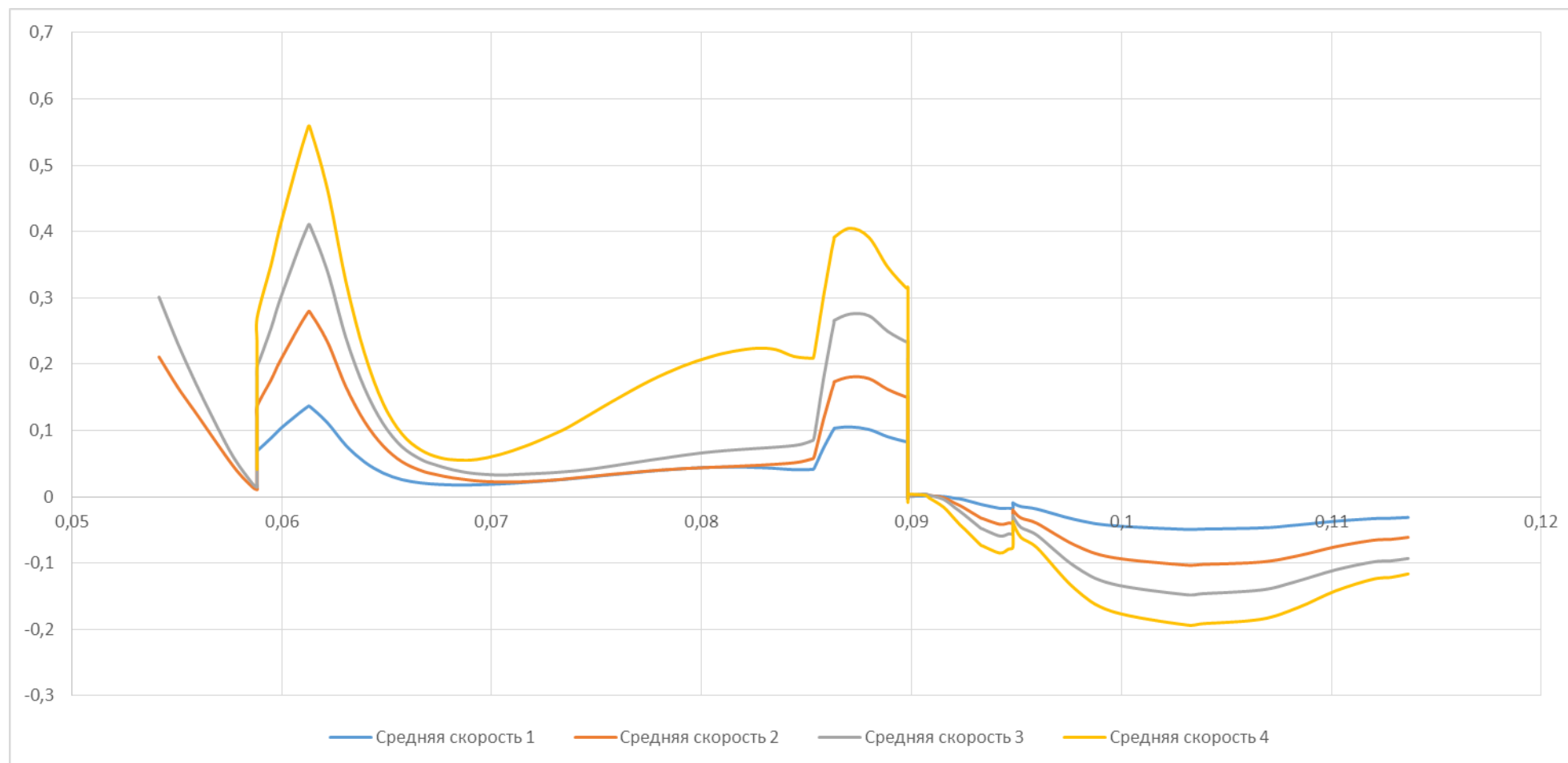


Рисунок П.1.7 - Средняя скорость потока жидкости

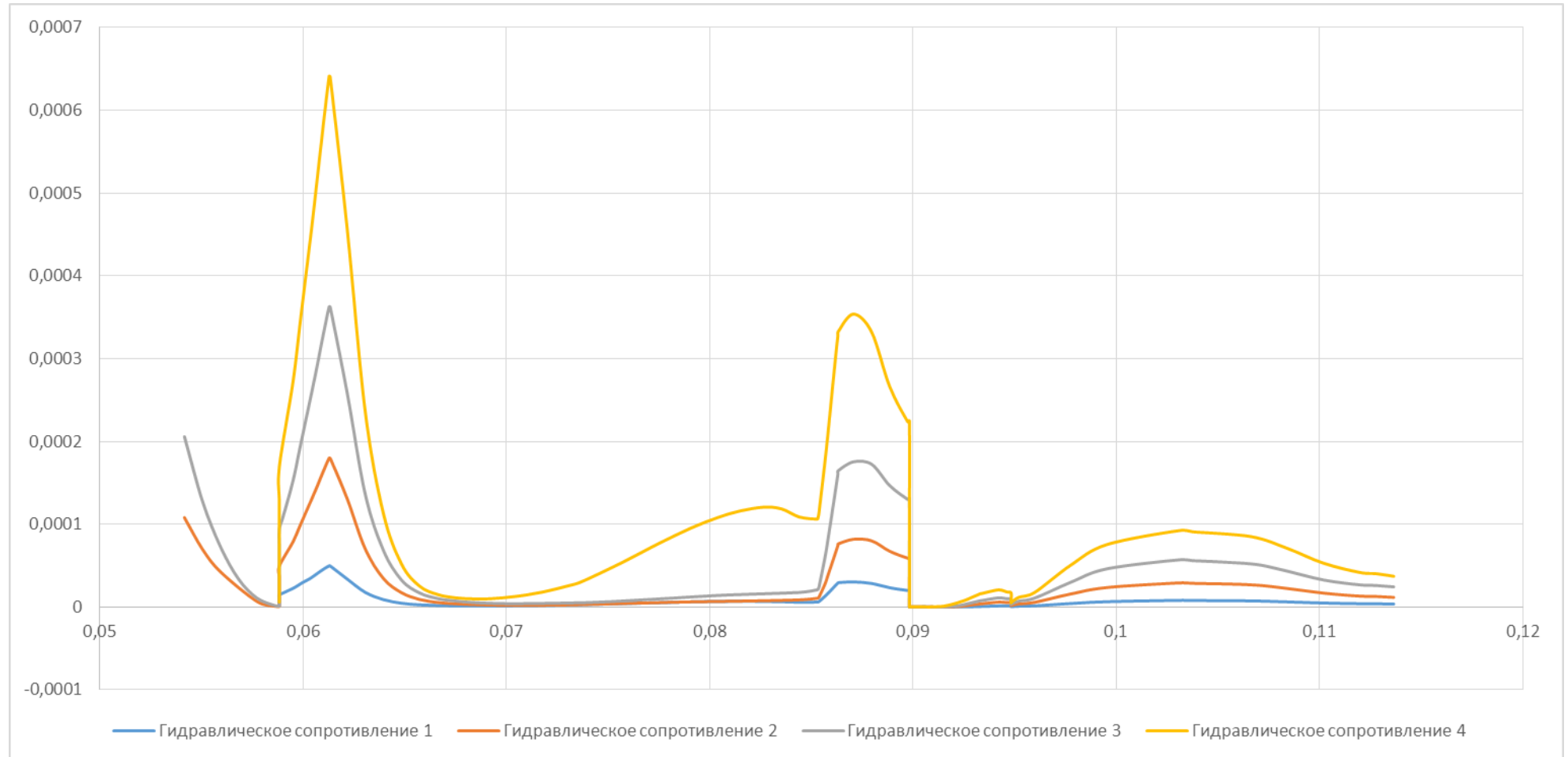


Рисунок П.1.8 - Гидравлическое сопротивление потока жидкости

Сравнительные характеристики клапанов, работающих в одном режиме

График изменения давления от величины подъема запорного элемента, при 25 Мпа давление на входе и расход жидкости до $60 \text{ м}^3 / \text{сутки}$;

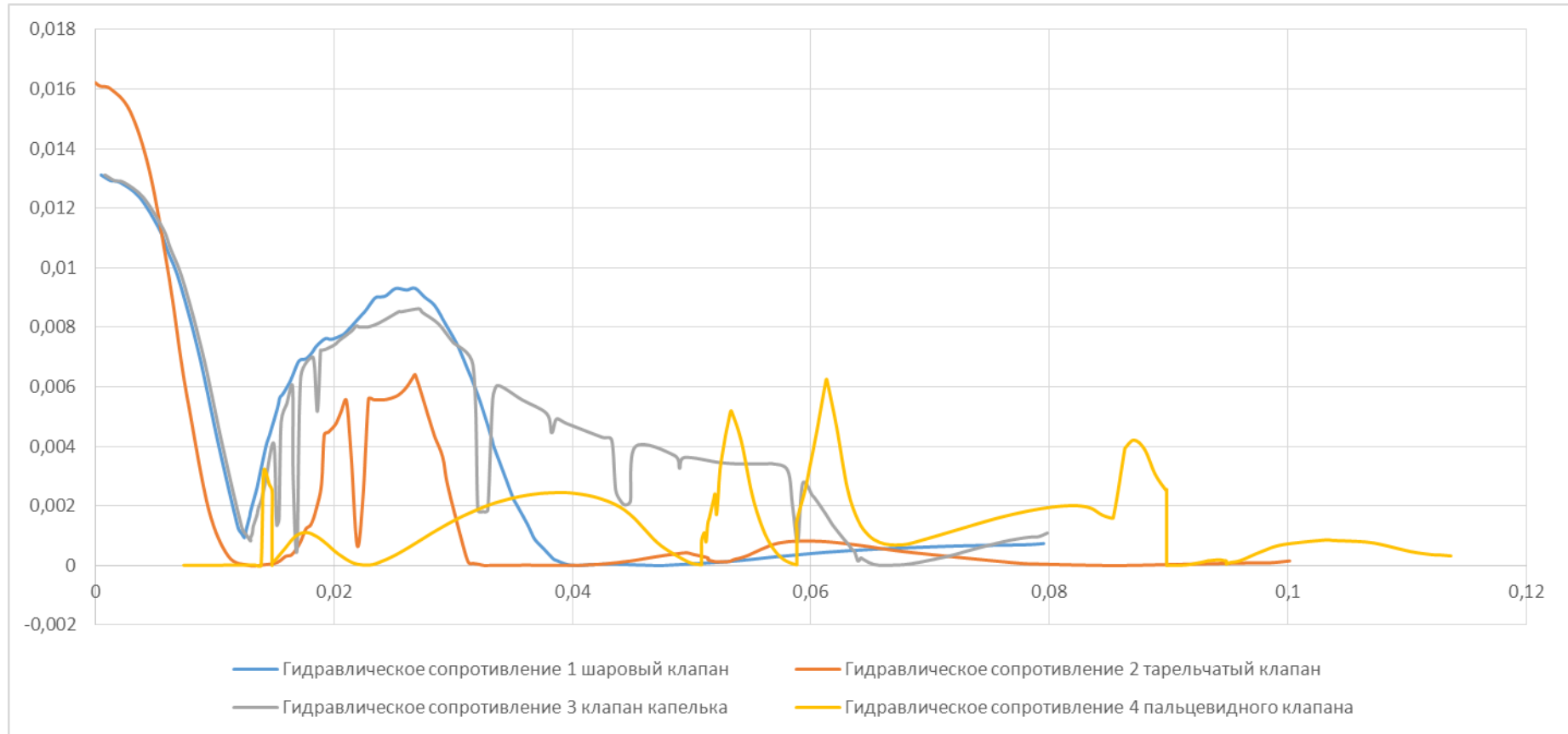


Рисунок П.1.9 - Гидравлическое сопротивление потока жидкости

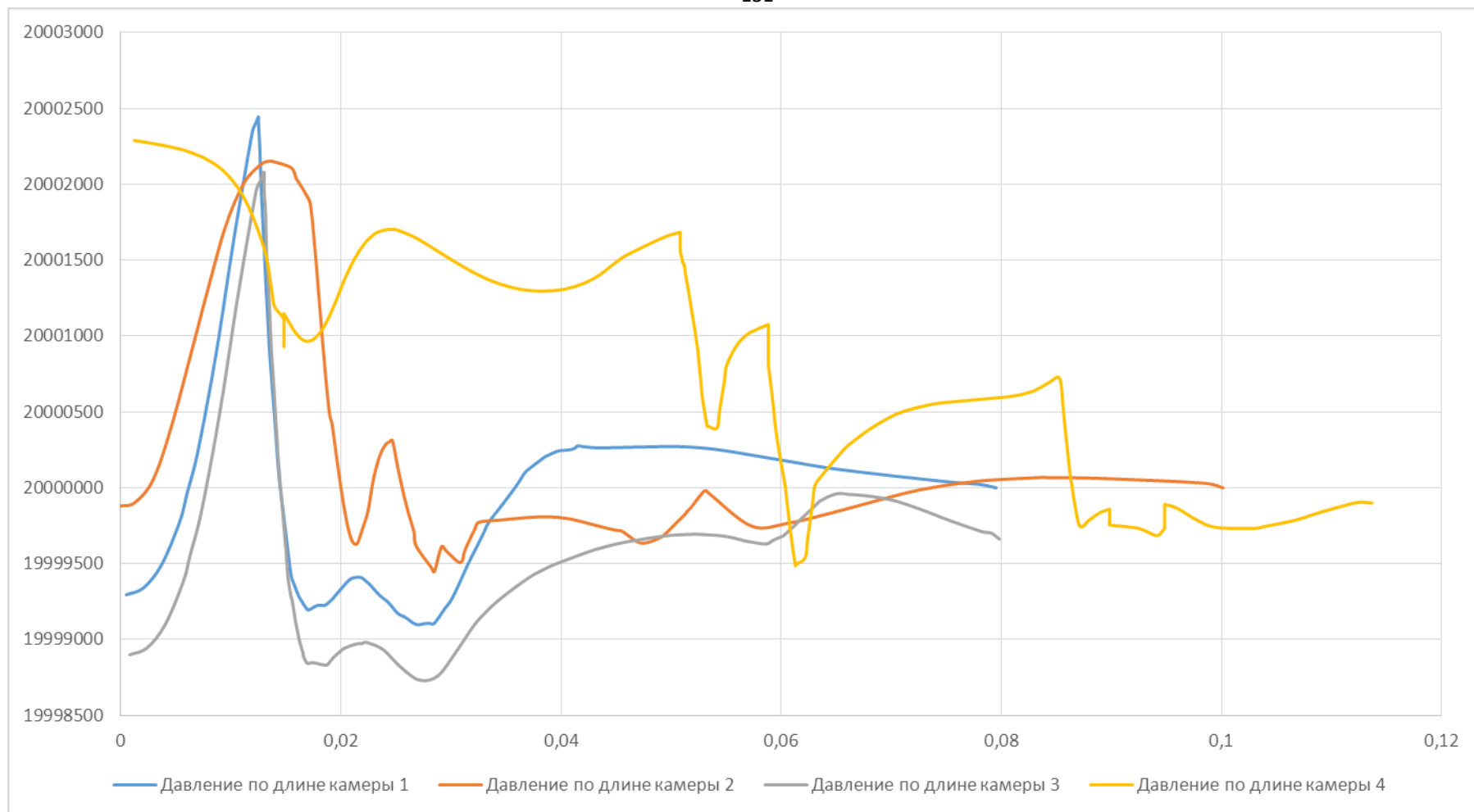


Рисунок П.1.10 - Изменение давления от величины подъема запорного элемента

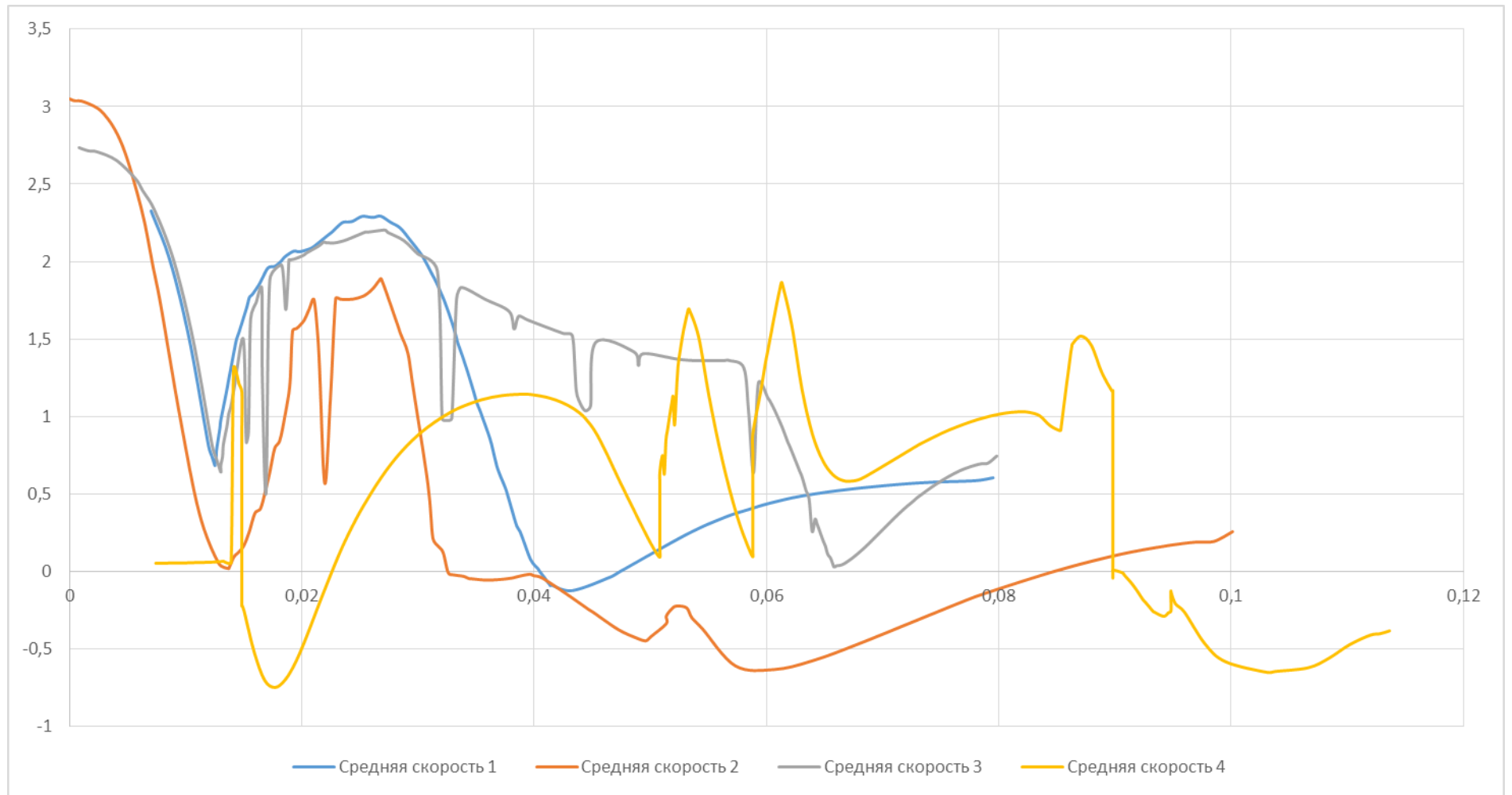


Рисунок П.1.11 - Средняя скорость потока жидкости

Приложение Б (рекомендуемое). Результаты замера шероховатости все испытанных клапанных пар

Замеры макрогеометрических (диаметры шара и отверстий седла) и массовых параметров клапанов после испытаний показали, что их изменение лежит в пределах погрешности измерений. Однако микрогеометрические параметры (погрешности сферичности, шероховатость поверхности) изменялись в процессе испытаний, что получило свое подтверждение как в замерах на профилографах, так и в исследованиях герметичности клапанов. Внешний вид клапанов и профилограммы шаров и седел представлены на рис. 5 - 7 .

1) Клапан VII-175-TC1: материал седла - твердый сплав "Интеграл", материал шара - твердый сплав "Интеграл", (рис.1);



Рисунок П.2.1 - Клапан VII-175-TC1, до и после испытаний

2) Клапан VII-175-ST1: материал седла - стеллит "Интеграл", материал шара - стеллит "Интеграл";



Рисунок П.2.2 - Внешний вид клапана VII-175-ST1, до и после испытаний

3) Клапан VII-175-ST2 : материал седла - стеллит "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan", материал шара - нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК"



Рисунок П.2.3 - Внешний вид клапана VII-175-ST2, до и после испытаний

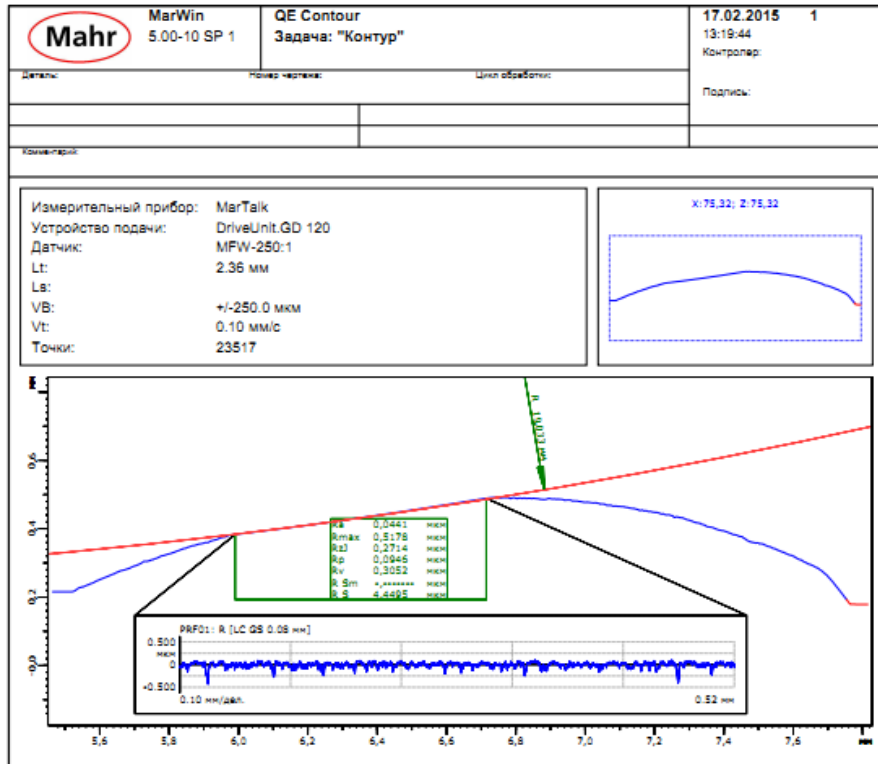


Рисунок П.2.6 - Профилограмма седла клапана VII-175-ST1

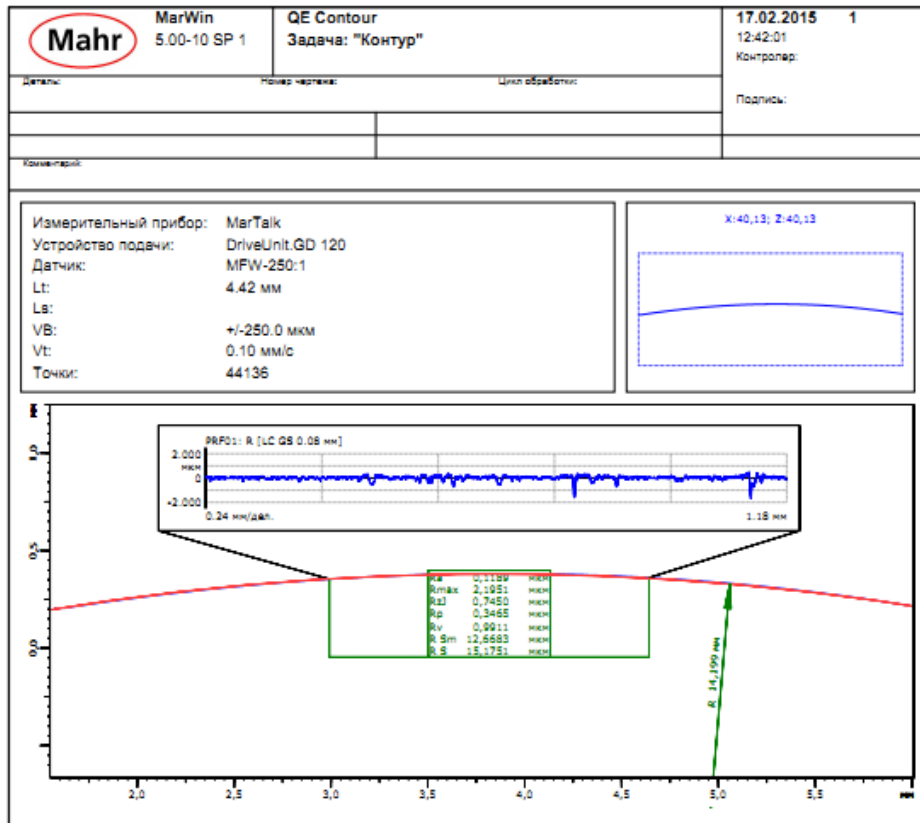


Рисунок П.2.7 - Профилограмма шара клапана VII-175-ST1

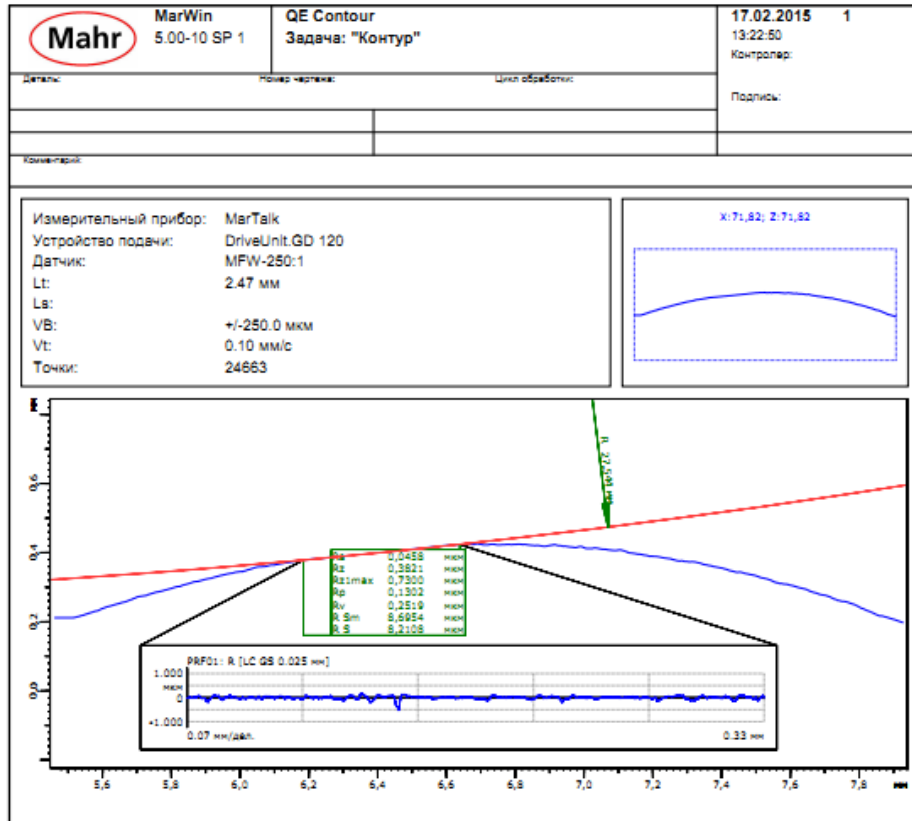


Рисунок П.2.8 - Профилограмма седла клапана VII-175-ST2

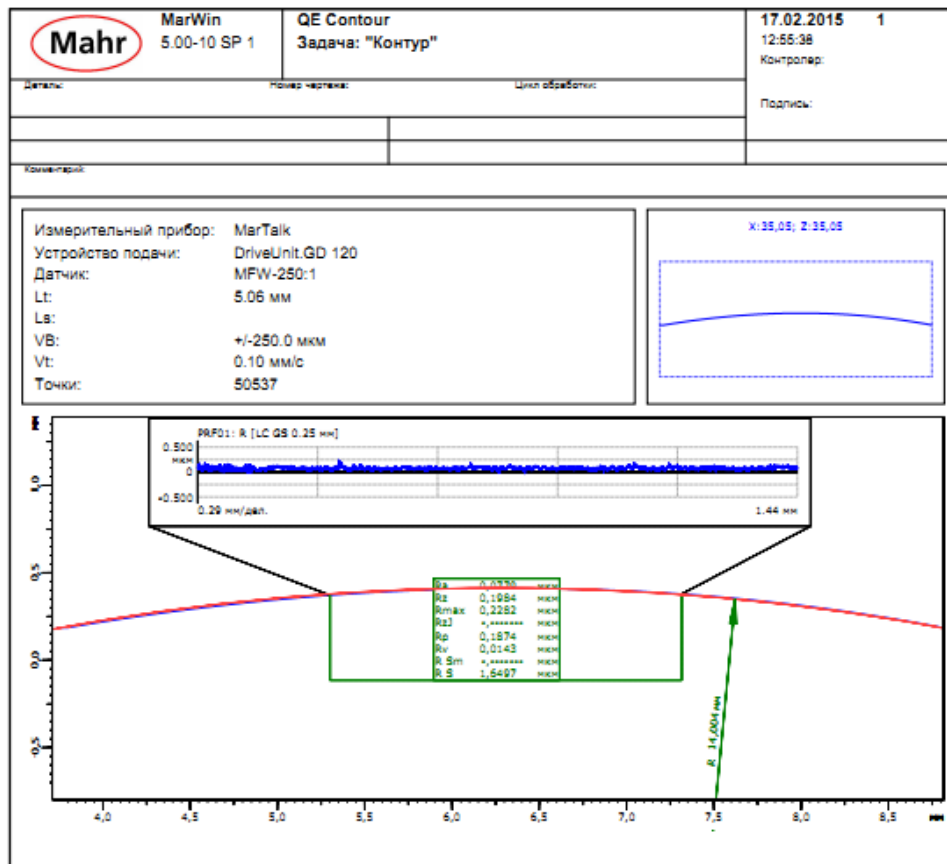


Рисунок П.2.9 - Профилограмма шара клапана VII-175-ST2

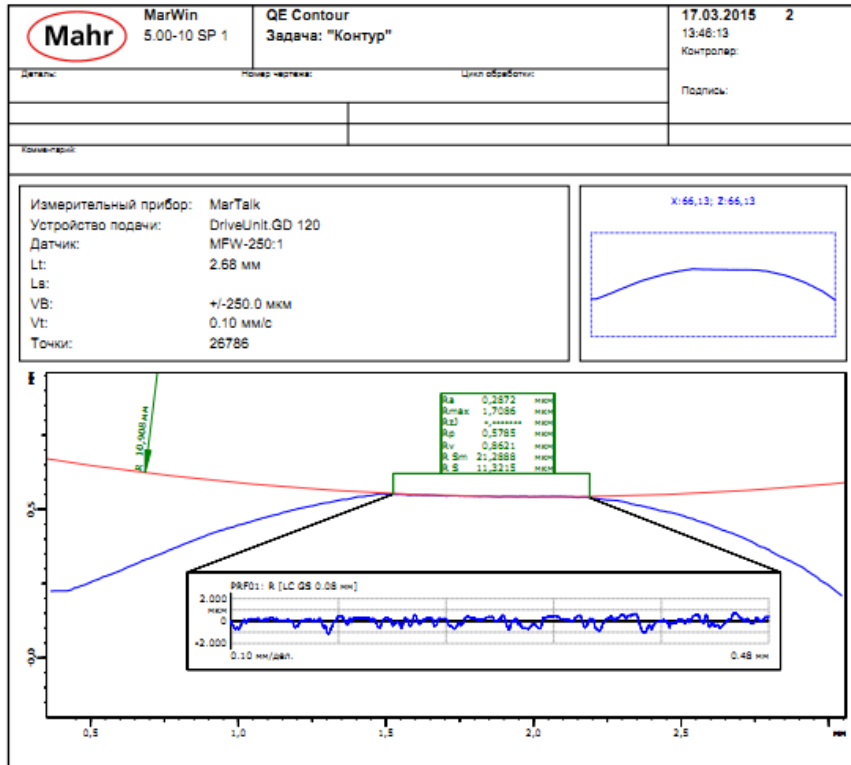


Рисунок П.2.10 - Профилограмма седла клапана VII-175-СТ1 после ИСПЫТАНИЯ

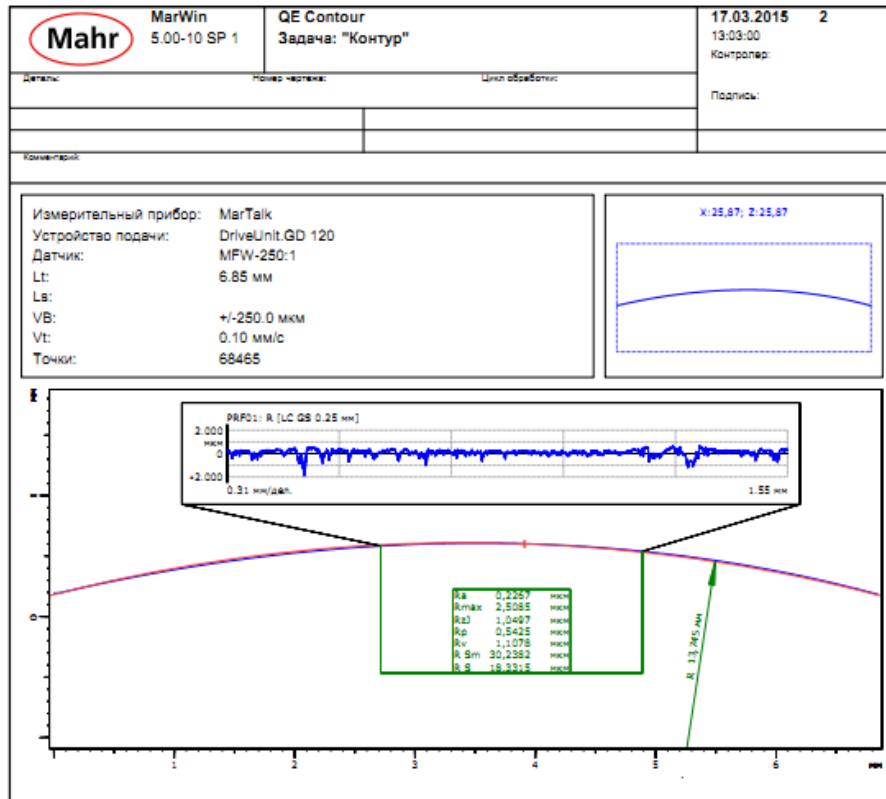


Рисунок П.2.11 - Профилограмма шара клапана VII-175-СТ1 после ИСПЫТАНИЯ

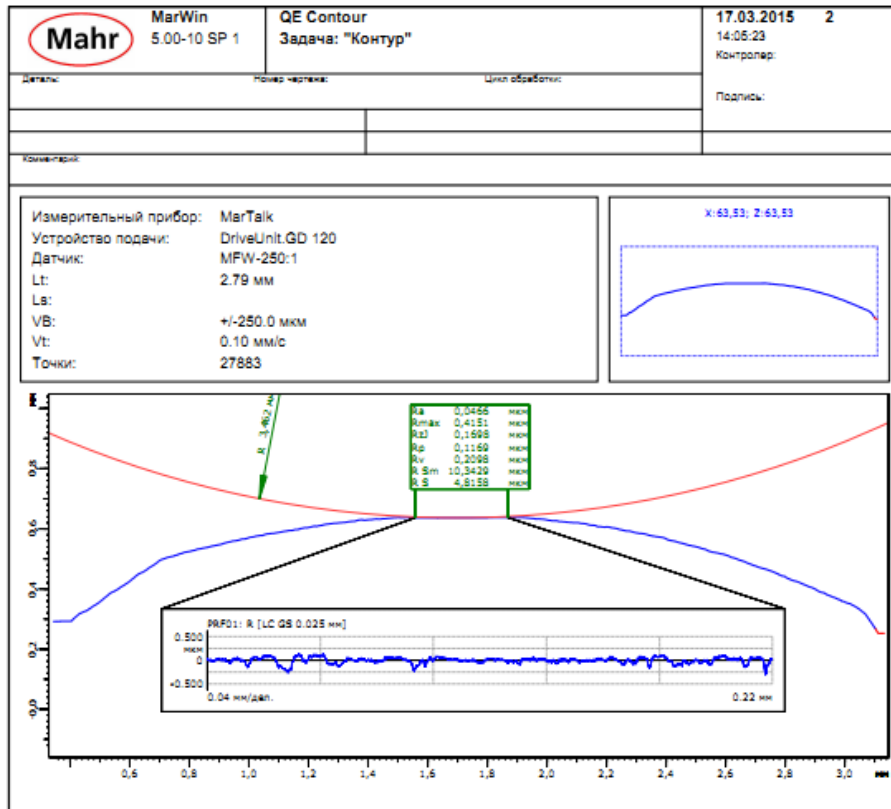


Рисунок П.2.14 - Профилограмма седла клапана VII-175-ST2 после испытания

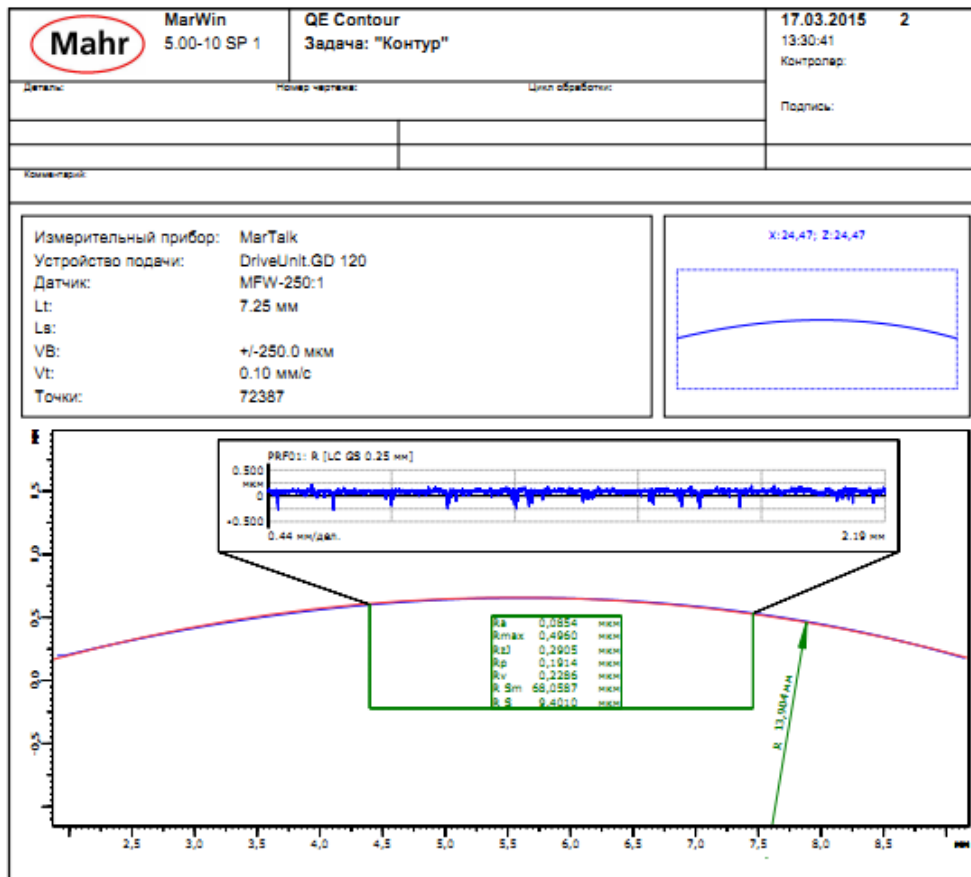


Рисунок П.2.15 - Профилограмма шара клапана VII-175-ST2 после испытания

Результаты замеров микрогеометрических параметров сведены в таблицы П.2.1 и П.2.2.

Таблица П.2.1 - Параметры седел до и после испытаний

Седло клапана VII-175-TC1		Седло клапана VII-175-ST1		Седло клапана VII-175-ST2	
До испытаний		До испытаний		До испытаний	
Ra, мкм	Rmax, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм
0,0441	0,5178	0,0152	0,1624	0,0458	0,73
После испытаний		После испытаний		После испытаний	
Ra, мкм	Rmax, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм
0,2872	1,7086	0,225	1,426	0,0466	0,4151
0,3046	2,1884	0,2486	1,9851	0,0306	0,2817
0,2485	1,7494	0,2308	1,6395	0,0392	0,3834
Среднее значение		Среднее значение		Среднее значение	
0,2801	1,88213333	0,2348	1,68353333	0,0388	0,36006667

Таблица П.2.2 - Параметры шаров до и после испытаний

Шар клапана VII-175-TC1			Шар клапана VII-175-ST1			Шар клапана VII-175-ST2		
До испытаний			До испытаний			До испытаний		
Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм
0,0841	0,8659	0,4464	0,1189	2,1951	0,745	0,078	0,2758	0
0,0957	1,0729	0,6964	0,1057	1,0656	0,55	0,0779	0,2228	0,1989
0,1036	1,3992	1,0545	0,1154	1,9568	0,6738	0,0779	0,2599	0,1724
Среднее значение до испытаний			Среднее значение до испытаний			Среднее значение до испытаний		
0,094467	1,11266667	0,73243333	0,113333	1,739167	0,65626667	0,077933	0,252833	0,1237667
После испытаний			После испытаний			После испытаний		
Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм	Ra, мкм	Rmax, мкм	Rz, мкм
0,2267	2,5085	1,0497	0,1725	2,1111	1,01108	0,0854	0,496	0,2905
0,1719	1,7088	0,9902	0,358	4,8008	1,2689	0,086	0,9346	0
0,2044	1,9801	1,0443	0,3664	5,8671	1,5076	0,0856	0,7261	0
Среднее значение			Среднее значение			Среднее значение		
0,201	2,0658	1,02806667	0,298967	4,259667	1,26252667	0,085667	0,7189	0,0968333

Увеличение шероховатости неровностей, как и рассогласование сферичности посадочной поверхности седла и шара (см. таблицу 3) приводит к снижению герметичности клапана.

Таблица 3 - Изменение радиусов поверхностей седел и шаров клапанов

Седло клапана VII-175-TC1		Седло клапана VII-175-ST1		Седло клапана VII-175-ST1	
До испытаний	После испытаний	До испытаний	После испытаний	До испытаний	После испытаний
R1, мм	R2, мм	R1, мм	R2, мм	R1, мм	R2, мм
6,130	10,908	14,033	10,761	13,033	13,462
ΔR	4,85	ΔR	3,272	ΔR	0,429
Шар клапана VII-175-TC1		Шар клапана VII-175-ST1		Шар клапана VII-175-ST1	
До испытаний	После испытаний	До испытаний	После испытаний	До испытаний	После испытаний
R1, мм	R2, мм	R1, мм	R2, мм	R1, мм	R2, мм
14,184	13,745	14,199	14,027	14,004	13,904
ΔR	0,439	ΔR	0,172	ΔR	0,100

Красным цветом шрифта показаны максимальные значения, зеленым – минимальные значения, черным – средние значения, полученные при испытаниях.

Приложение В (Обязательное). Результаты физических испытаний шариковых клапанов

На рисунках П3.1 – П3.12 показаны графики показателей времени восстановления давления в испытательном стенде (от 600 до 400 мм рт.ст) для клапанов, представленных для проведения испытаний. Как видно, некоторые виды клапанов увеличивают свою герметичность за счет приработки рабочих поверхностей во время контакта с модельной жидкостью; другие – значительно снижают свою герметичность при воздействии модельной жидкости. Можно сделать вывод, что если изменение основных рабочих геометрических показателей (радиусы шара и посадочной расточки седла) изменяются менее, чем на 1% и 5% соответственно, то при работе на жидкости с абразивом происходит приработка поверхностей, и клапан становится более герметичным. При изменении указанных размеров более, чем на 3% и 10% соответственно – клапаны быстро теряют свои показатели герметичности.

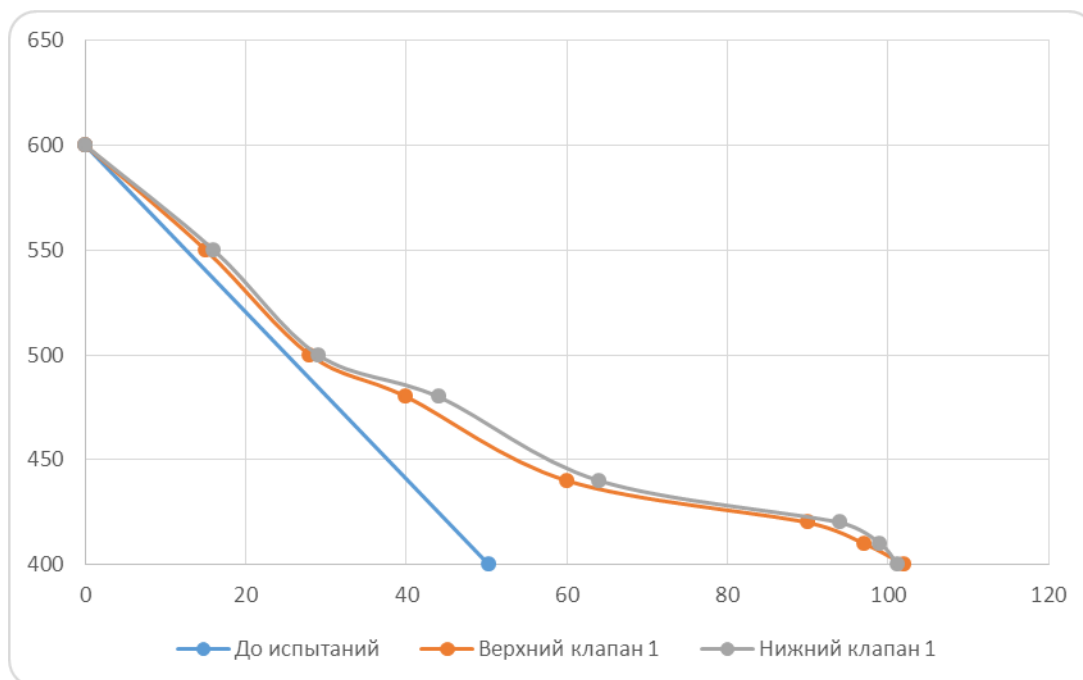
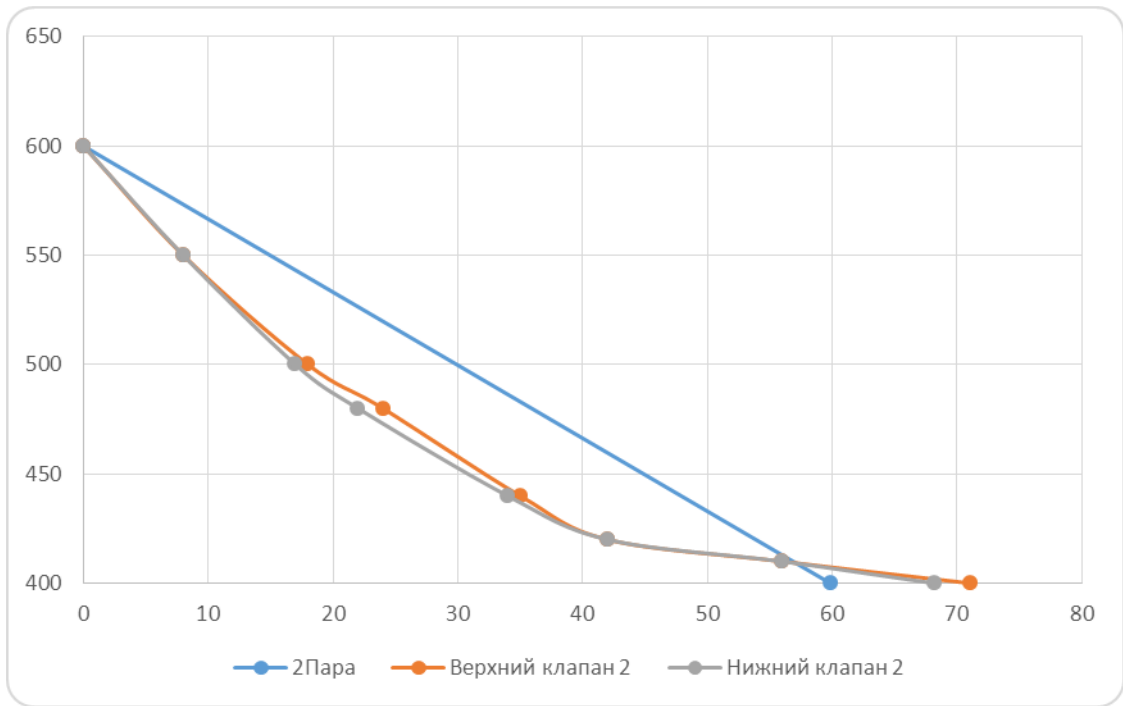


Рисунок П.3.1 - Графики восстановления давления для клапанов VII-175-ТС1 (Материал - Твердый сплав "Интеграл"+ Твердый сплав "Интеграл")



Рисунках П.3.2 - Графики восстановления давления для клапанов VII-175-TC2
Материал - "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan"

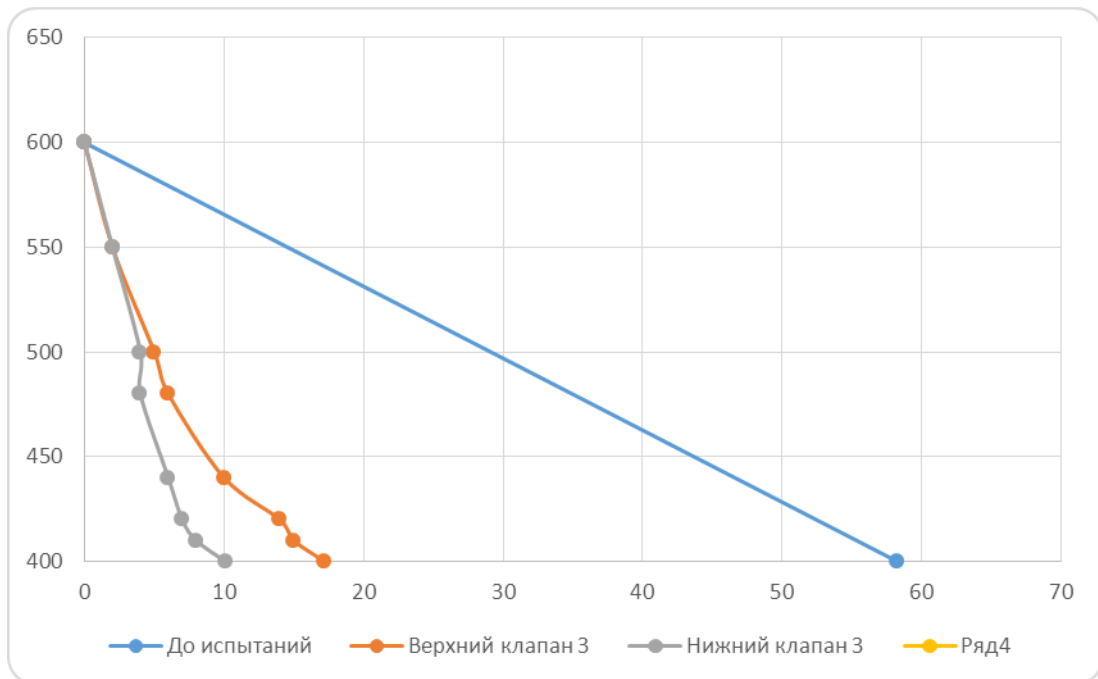


Рисунок П.3.3 - Графики восстановления давления для клапанов VII-175-ST1
(Материал - Стеллит "Интеграл")

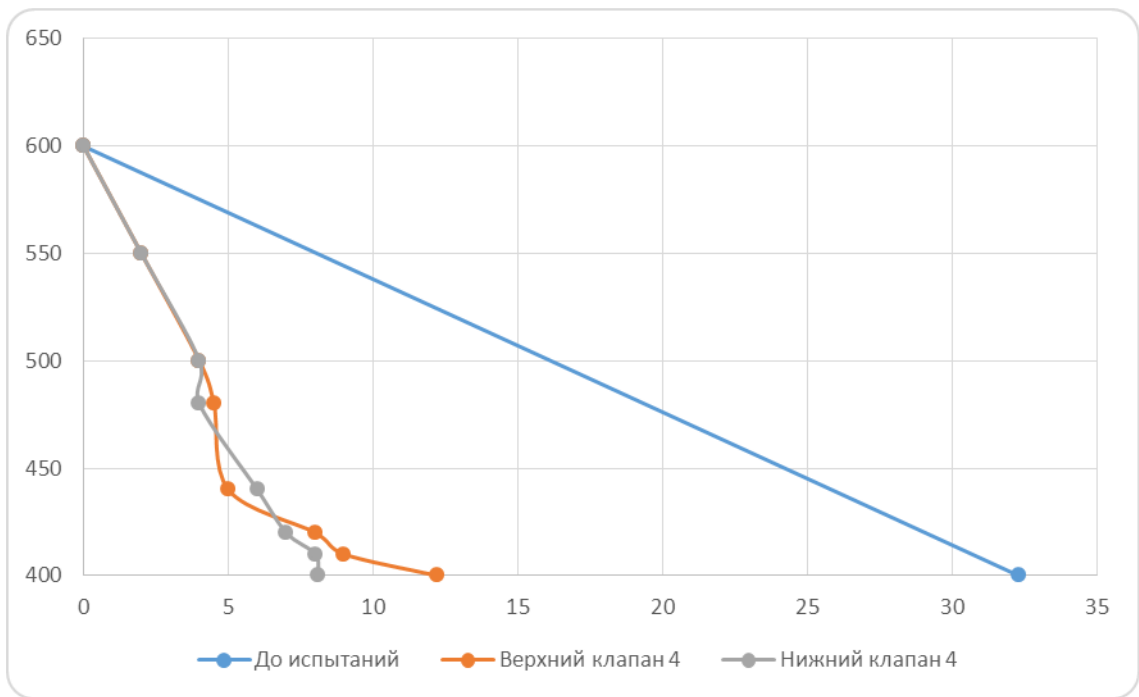


Рисунок П.3.4 - Графики восстановления давления для клапанов VII-175-ST2 (Материал - Стеллит "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Company Sichuan")

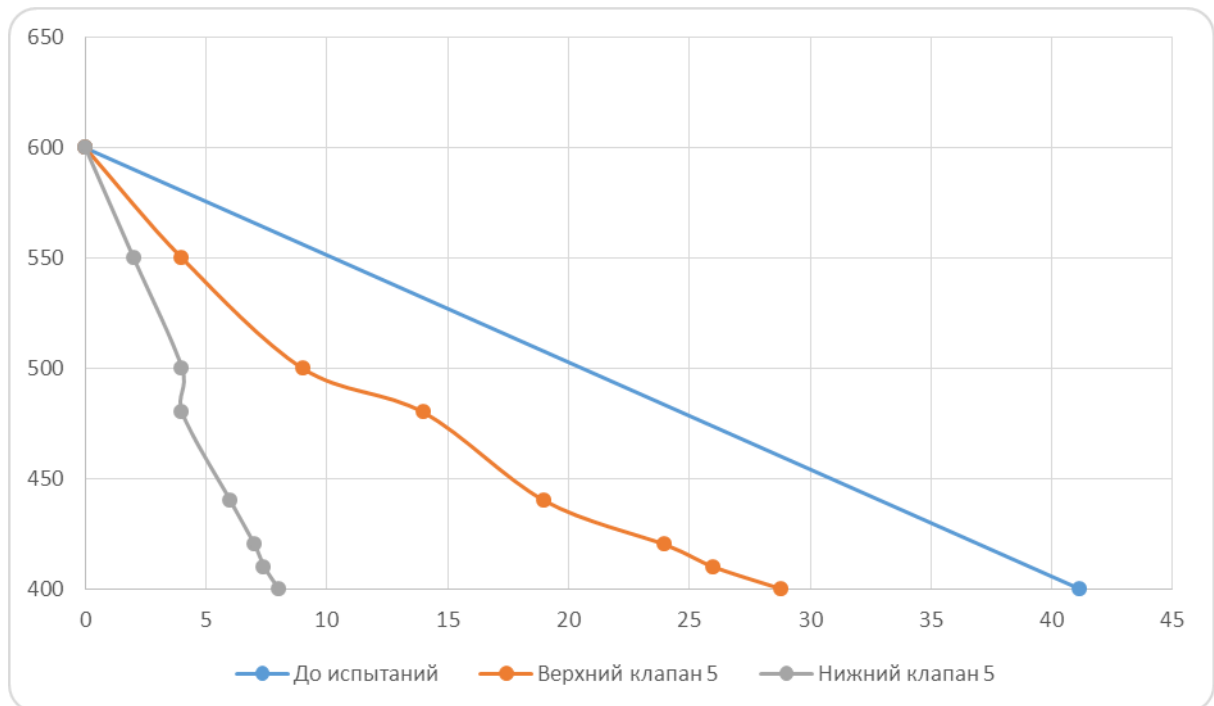


Рисунок П.3.5 - Графики восстановления давления для клапанов VII-175-ТС1 (Материал - Твердый сплав "АНТЕЙ-МСК")

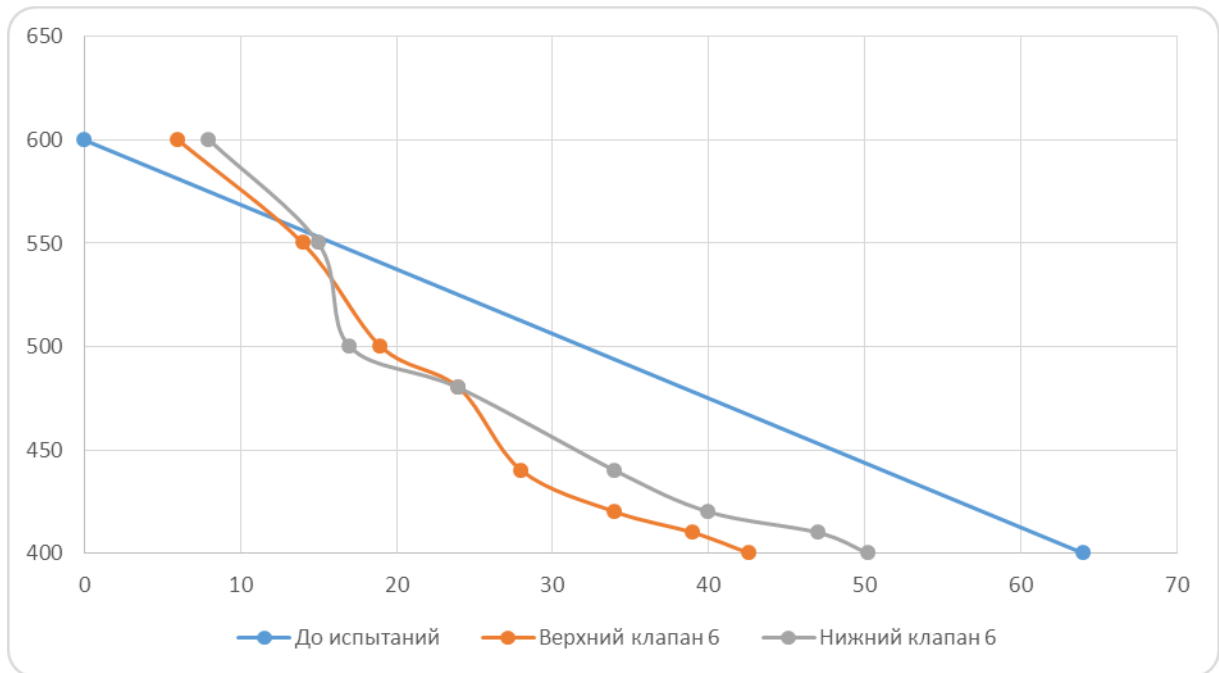


Рисунок П.3.6 - Графики восстановления давления для клапанов VII-175-ST
Материал - Стеллит "Дива-классик"

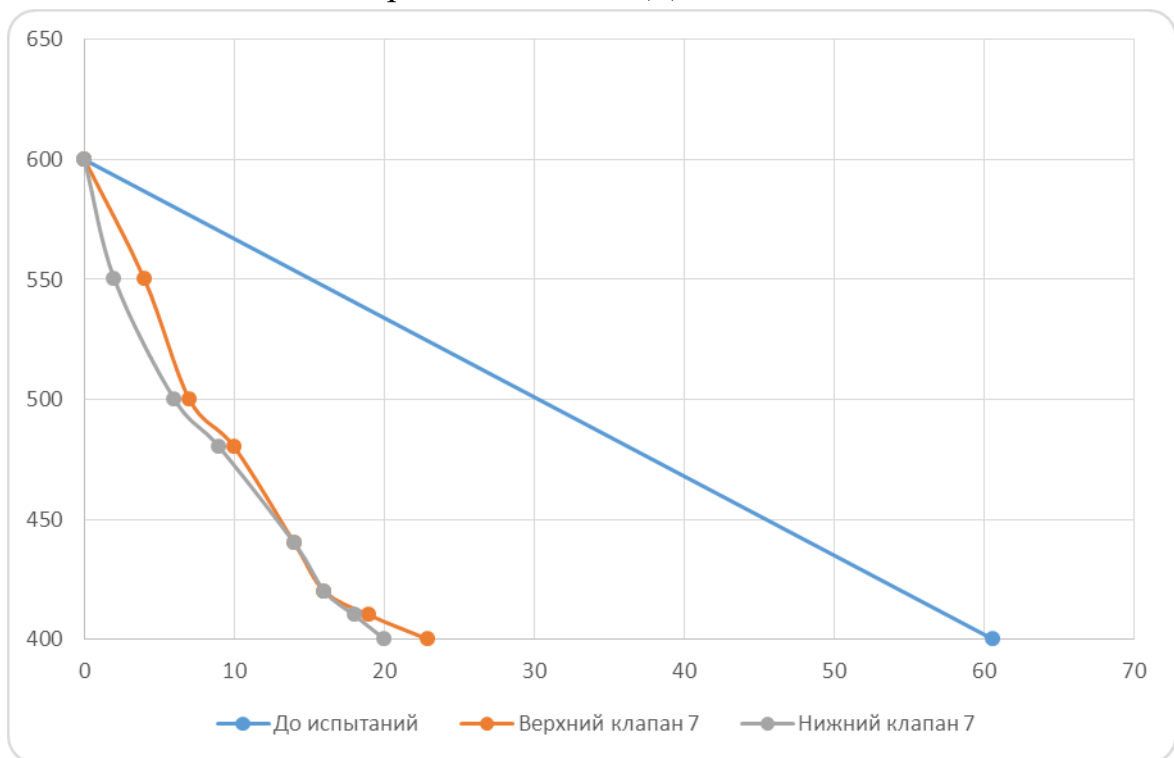


Рисунок П.3.7 - Графики восстановления давления для клапанов VII-175F-
TCIN-112-TC3N
Материал - Карбид вольфрама "Kaydon"+ Карбид вольфрама "Kaydon"

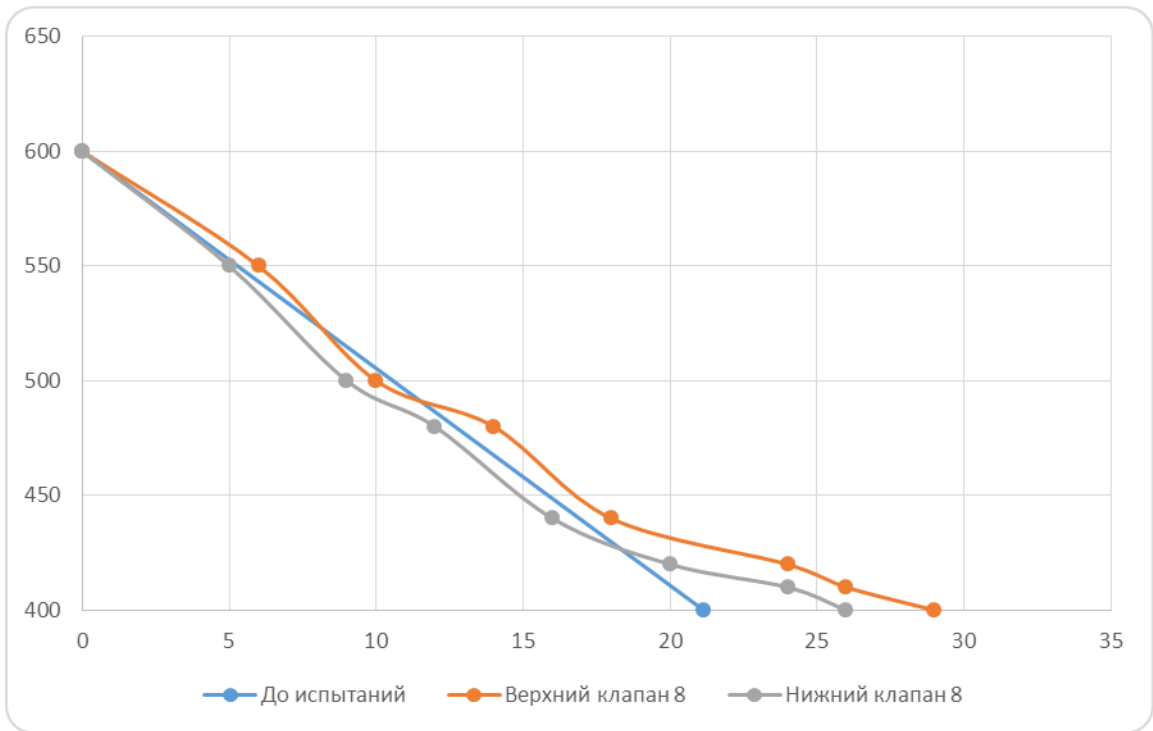


Рисунок П.3.8. - Графики восстановления давления для клапанов VII-175-ОП-TiC-NS

Материал - Карбид вольфрама "KauDon" + Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК"

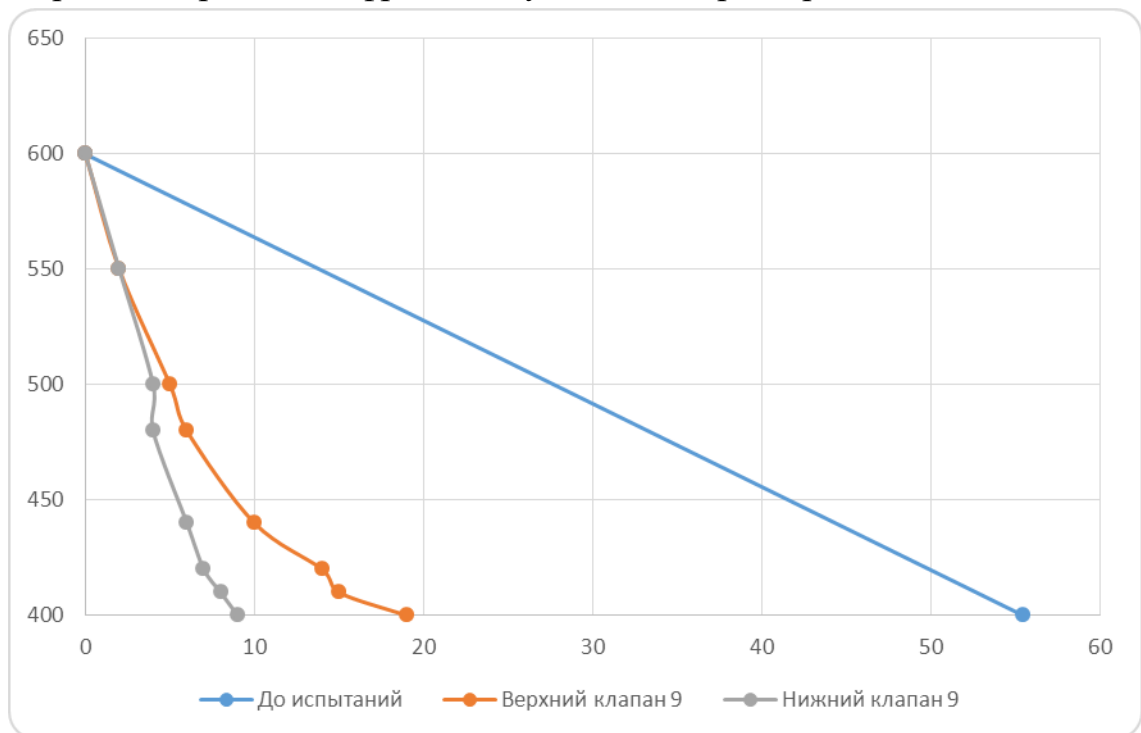


Рисунок П.3.9 - Графики восстановления давления для клапанов VII-175-ST
Материал - Стеллит "Тианма" + Стеллит "Тианма"

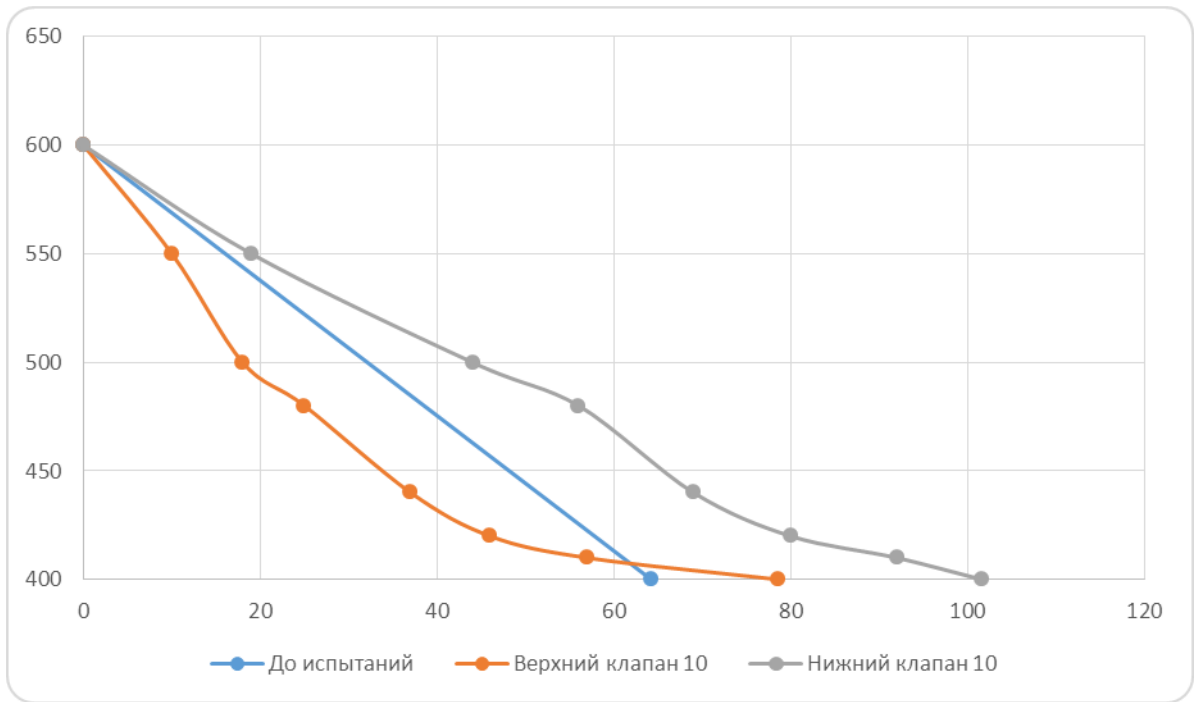


Рисунок П.3.10 - Графики восстановления давления для клапанов VII-175-ТС1
Материал - Твердый сплав "Тианма" + Твердый сплав "Тианма"

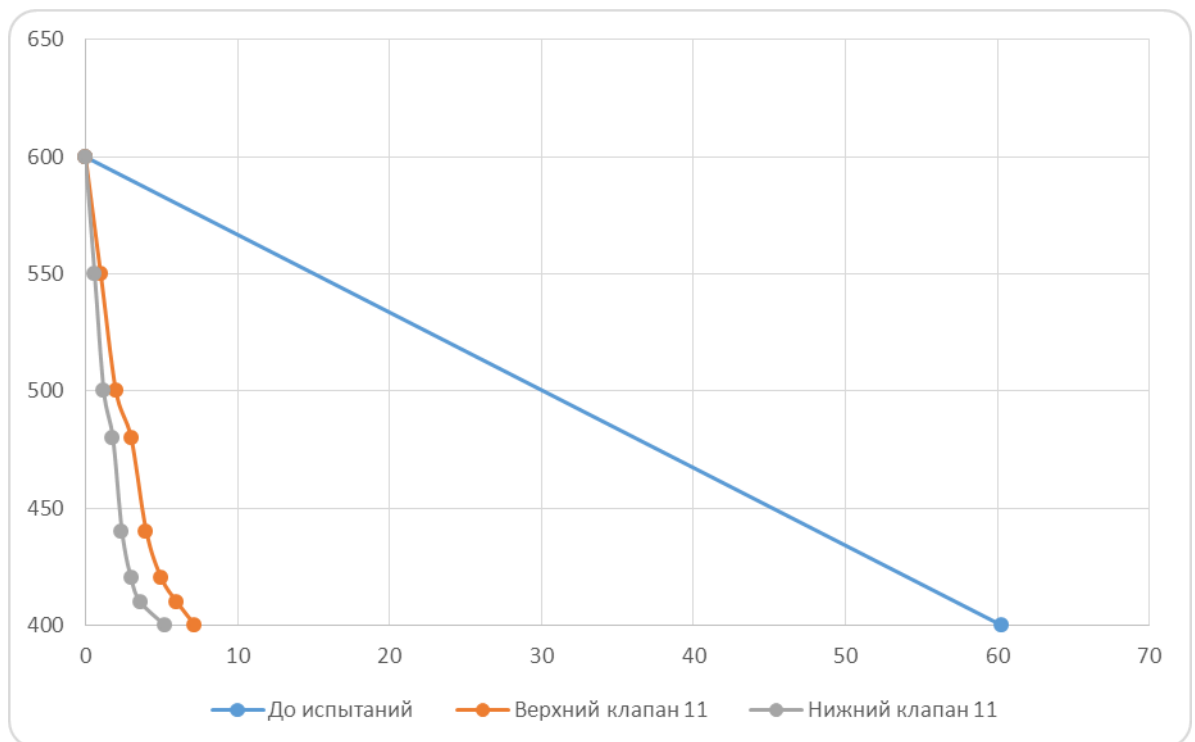


Рисунок П.3.11 Графики восстановления давления для клапанов VII-175-EL45
Материал - 95X18 + P6M5

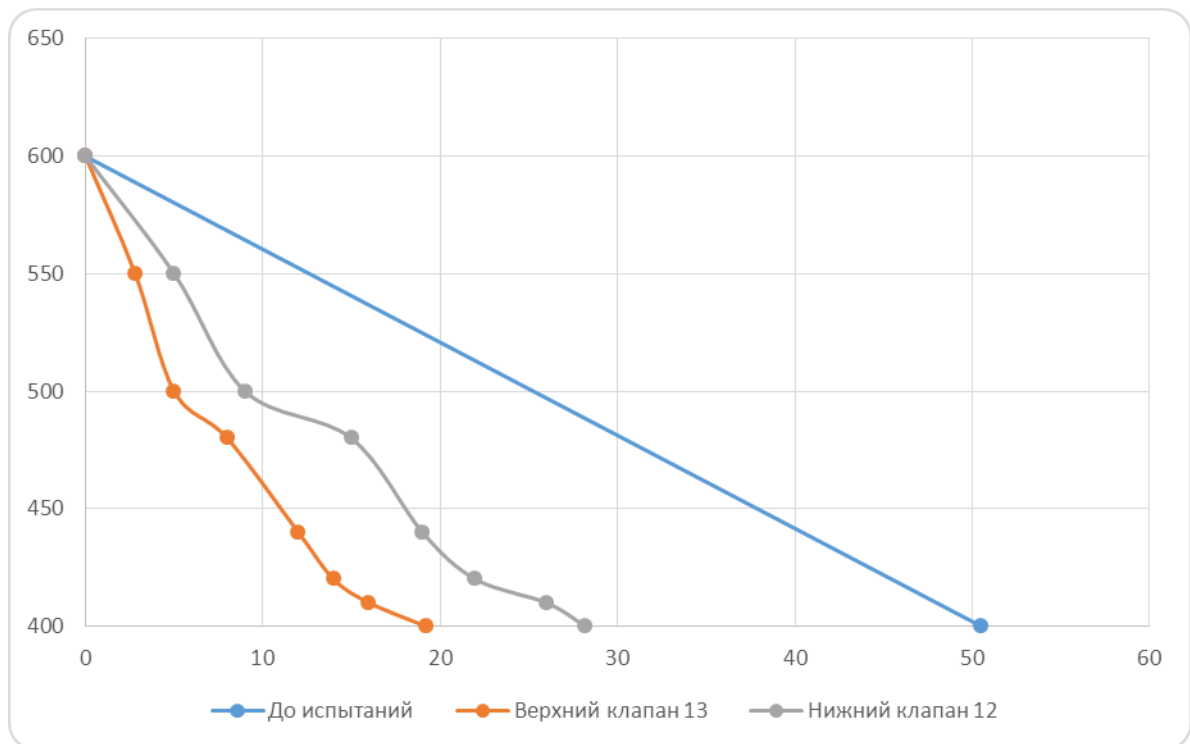


Рисунок П.3.12 - Графики восстановления давления для клапанов VII-175-EL1, VII-175-EL2; Материал - 95X18 + P6M5

В данном приложении были рассмотрены 14 пар шариковых клапанных пар из различных конструкционных материалов.

Сравнительные стендовые эксперименты шаровых клапанов штанговых насосов показали, что:

- некоторые детали представленных клапанных пар имеют несоответствие геометрических параметров стандартным размерам;
- герметичность новых клапанных пар, выполненных из разных материалов, находится практически на одном уровне и соответствует общепринятым значениям;
- герметичность клапанных пар, прошедших работу на стенде в модельной жидкости с содержанием кварцевого песка (твердость HV1000) зависит от конструкции (материал и размеры) элементов клапанов и может как превышать первоначальное значение (за счет дополнительного притирания пары «седло-шар»), так и быть значительно ниже первоначального значения.

Наилучшие показатели по сохранению работоспособности показали клапанные пары, обозначенные Заказчиком следующим образом:

- клапан VII-175-ТС1; материал седла - Твердый сплав "Интеграл"; материала шара - Твердый сплав "Интеграл"; рейтинг 10 баллов;
- клапан VII-175-ТС2; материал седла и шара - Твердый сплав "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan"; рейтинг 10 баллов;
- клапан VII-175-ОП-TiC-NS; материал седла - Карбид вольфрама "Kaydon"; материала шара - Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК"; рейтинг 10 баллов;

Наихудшие показатели по сравнительной износостойкости (сохранение работоспособности) показали клапанные пары, обозначенные Заказчиком следующим образом:

- клапаны №№ 12-13, обозначение VII-175-EL1 и VII-175-EL2, материал седла - Сталь 95X18; материал шара - Сплав Р6М5, рейтинг 4 балла;
- клапан № 9, обозначение - VII-175-ST; материал седла - Стеллит "Тианма"; материал шара - Стеллит "Тианма", рейтинг 3 балла;
- клапан № 3, обозначение - VII-175-ST1; материал седла - Стеллит "Интеграл"; материал шара - Стеллит "Интеграл", рейтинг 3 балла;
- клапан № 4, обозначение VII-175-ST2; материал седла - Стеллит "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Compani Sichuan"; материал шара - Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК", рейтинг 2 балла.

Поскольку Заказчиком не были представлены ценовые показатели клапанов разной конструкции, рекомендации по применению клапанов могут быть сделаны только на основании технического рейтинга, поэтому для стандартных условий эксплуатации (механических примесей менее 1,3 г/л; твердость примесей по шкале Мооса – до 7 единиц) могут быть рекомендованы следующие клапаны (номера взяты из таблицы 1, стр.6 настоящего отчета):

- № 5, обозначение - VII-175-ТС1; материал седла и шара - Твердый сплав "АНТЕЙ-МСК";

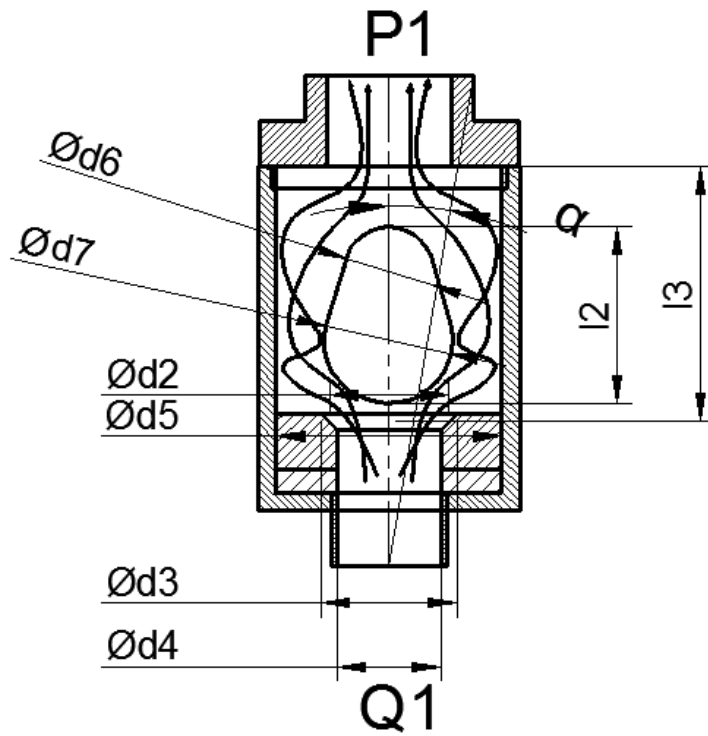
- № 6, обозначение -VII-175-ST; материал седла и шара - Стеллит "Дива-классик";
- № 7, обозначение - VII-175F-TCIN-112-TC3N; материал седла и шара -Карбид вольфрама "Kaydon".

Для сложных условий эксплуатации при содержании механических примесей свыше 1,3 г/л и при твердости примесей по шкале Мооса – до 7 единиц) могут быть рекомендованы следующие клапаны:

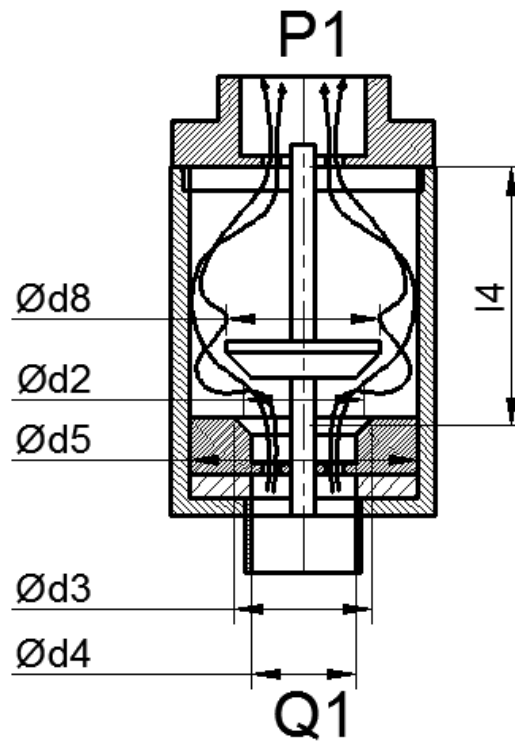
- № 1, обозначение -VII-175-TC1; материал седла - Твердый сплав "Интеграл"; материала шара - Твердый сплав "Интеграл";
- № 2, обозначение - VII-175-TC2; материал седла и шара - Твердый сплав "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Company Sichuan";
- № 8 –обозначение -VII-175-ОП-TiC-NS; материал седла - Карбид вольфрама "Kaydon"; материала шара - Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК".

Клапаны №№ 3, 4, 9, 11, 12, 13 не рекомендуется применять в составе штанговых насосных установок в связи с их низким качеством, выражающимся в быстрой потере герметичности.

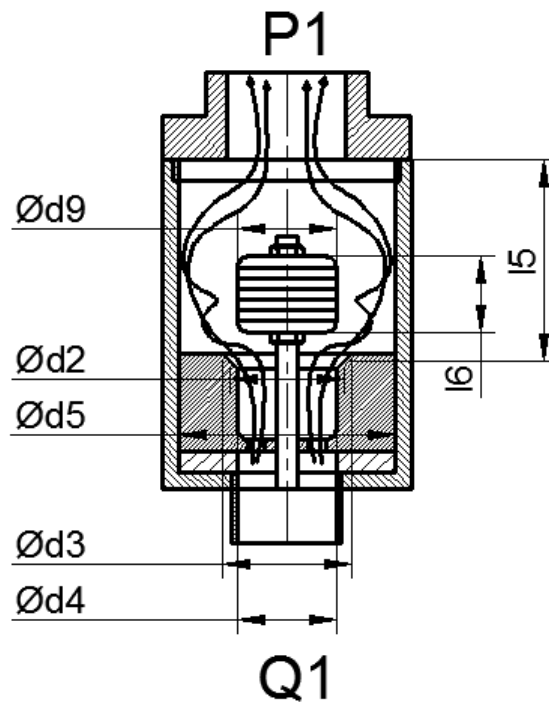
Приложение Г (Справочное). Расчетные схемы клапанных узлов



Приложение 4.1 - Расчетная схема каплевидного клапана



Приложение 4.2 - Расчетная схема тарельчатого клапана



Приложение 4.3 - Расчетная схема золотникового клапана

Где:

p_1 – давление на выходе из клапанного узла, МПа;

τ_1 – кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости, Па·с;

ρ_1 – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

Q_1 – массовый расход жидкости, кг/с;

d_1 – диаметр шара, мм;

d_2 – средний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_3 – внешний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_4 – внутренний диаметр посадочной поверхности седла, мм;

d_5 – внутренний диаметр клетки, мм;

d_6 – малый диаметр каплевидного запорного элемента, мм;

d_7 – большой диаметр каплевидного запорного элемента, мм;

d_8 – диаметр тарели, мм;

d_9 – диаметр золотника, мм;

l_1 – высота подъема запорного элемента, мм;

l_2 – высота каплевидного запорного элемента, мм;

l_3 – высота подъема каплевидного запорного элемента, мм;

l_4 – высота подъема тарели, мм;

l_5 – высота подъема золотника, мм;

l_6 – высота золотникового запорного элемента, мм;

α – угол отклонения оси клапана от вертикали, мм.