

На правах рукописи

КУЛИКОВ

Станислав Петрович

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХМЕРНОЙ
МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КЛАПАНОВ ПЛАСТИНЧАТЫХ
ПОЛОСОВЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ**

Специальность 05.13.18. - Математическое моделирование,
численные методы и комплексы программ

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Тюмень - 2009

Работа выполнена на кафедре математического моделирования Тюменского государственного университета.

Научный руководитель: доктор физико-математических наук, доцент
Бытев Владислав Олегович

Официальные оппоненты: доктор физико-математических наук, доцент
Мальцева Татьяна Владимировна

кандидат технических наук

Головченко Станислав Геннадьевич

Ведущая организация: Тюменский государственный архитектурно-строительный университет, г. Тюмень
(ТюмГАСУ)

Защита состоится « 28 » мая 2009 г. в 16.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.274.14. при Тюменском государственном университете по адресу: 625003, г. Тюмень, ул. Перекопская 15 а, аудитория 410.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Тюменского государственного университета.

Автореферат разослан « ____ » апреля 2009 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета:

Бутакова Н. Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы.

Из общего парка компрессорных машин, классифицируемых на основании принципа действия, объемные компрессоры и, в том числе поршневые компрессоры, имеют наиболее широкое распространение в различных отраслях производства и непромышленной сферы. К основным отраслям производства, в которых поршневым компрессорам находят применение, относятся: транспорт, строительство, пищевая промышленность, тяжелая промышленность, включающая в себя машиностроительную, энергетическую, химическую и другие отрасли промышленности. В непромышленной сфере поршневые компрессоры используются в научных исследованиях, здравоохранении, бытовом обслуживании и коммунальном хозяйстве. По численности поршневые компрессоры составляют более 70% всего компрессорного парка России. Такое распространение поршневых компрессоров объясняется их возможностью сжатия рабочего тела, газа (использовано физическое понятие газа) в значительном диапазоне давлений от 1 МПа и свыше 100 МПа, а также работы с различными газами (химическое понятие) и их смесями, в том числе и воздух, имеющих широкий разброс параметров. К тому же поршневые компрессоры в сравнении с компрессорами других типов зачастую отличаются высокой производительностью, экономичностью, достаточной простотой конструкции, обслуживания и ремонта.

С другой стороны, при существующем распространении поршневых компрессоров, возрастают предъявляемые к ним требования в плане надежности и эффективности работы, так как «простой», малая эффективность работы последних или ее снижение приводят соответственно к большим потерям либо к увеличению затрат производственного и рабочего времени. При этом конструктивные недостатки, в основном снижающие качественные характеристики работы и конструкции машины в целом, во многом допускаются на стадии проектирования поршневых компрессоров.

Неотъемлемой частью поршневого компрессора являются клапаны - впускные (всасывания) и выпускные (нагнетания).

Самодействующие клапаны представляют собой наиболее ответственные узлы компрессоров, от совершенства которых в первую очередь зависят экономичность и надежность эксплуатации поршневых компрессоров, а также и перспективы их развития. Если учесть, что в самодействующих клапанах теряется до 20% энергии, затрачиваемой на привод компрессоров, то становится понятным, почему последнее время в области поршневых компрессоров особенно большой интерес проявляется к исследованию и созданию новых, более совершенных конструкций самодействующих клапанов.

Рабочий процесс поршневого компрессора во многом формируется и зависит от конструкции, расположения, числа клапанов в целом и их рабочих органов, а так же характера движения последних.

Перечислим основные особенности работы клапанов.

1. Рабочие органы клапанов (закрывающие элементы, упругие ограничители) обладают инерционностью движения.

2. Характер движения рабочих органов сложный, неустойчивый.

3. Клапан в целом и его части одни из наиболее уязвимых, менее надежных, часто ломающихся элементов конструкции поршневого компрессора.

4. Клапаны цилиндров компрессоров работают в тяжелых условиях: при ударных нагрузках с высокой цикличностью до 50 с⁻¹ (200-3000 циклов в минуту), при высоких давлениях - до 350 МПа и повышенных температурах.

5. Вследствие того срок службы самодействующих клапанов невелик и является определяющим в уровне надежности работы компрессоров.

Укажем так же основные моменты влияния клапанов на рабочий процесс поршневого компрессора.

1. Конструкция, расположение, число клапанов во многом определяют величину «мертвого» пространства.

2. Клапаны дросселируют потоки рабочего тела.

3. Клапаны турбулизируют потоки рабочего тела.

Все выше указанные особенности клапанов в значительной степени определяют надежность и эффективность работы поршневого компрессора.

Есть основания полагать, что вопрос создания эффективных и надежных клапанов для поршневых компрессоров и далее будет оставаться одним из актуальнейших в направлении поиска новых конструктивных решений самодействующих клапанов.

Объект исследования.

Объектом исследования стали поршневые компрессоры в целом, в том числе клапаны самодействующие пластинчатые поршневых компрессоров.

Предмет исследования.

Динамика движения замыкающих элементов клапанов самодействующих пластинчатых поршневых компрессоров.

Двухмерная (с точки зрения общей теории упругости и пластичности материалов) и трехмерная в пространственном отношении математическая модель клапанов самодействующих пластинчатых поршневых компрессоров.

Алгоритм, электронно-вычислительная программа, методика расчета представленных клапанов.

Цель исследования.

Перечислим детально достигнутые цели проведенных исследований.

Напоминаем, основной целью данной работы было создание пригодной с точки зрения практического применения, многомерной (трехмерной в

пространственно-временном отношении) математической модели клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

Основная цель данной работы предполагала последовательное достижение промежуточных целей в проводимых исследованиях.

1. Первоначальной целью стало ознакомление с работами (научно-технической литературой), которые посвящены исследованию и моделированию поршневых компрессоров в целом, так и моделированию клапанов ПК, в частности - моделированию клапанов самодействующих пластинчатых полосовых.

Достижение первоначальной цели в проводимых исследованиях позволило выявить достоинства и недостатки существующих моделей клапанов, и определить пути их совершенствования.

2. Следующей целью было теоретическое исследование процессов, идущих в клапанах самодействующих пластинчатых полосовых и в поршневом компрессоре в целом.

Достижение указанной цели позволило создать пригодную с точки зрения практического применения, многомерную (трехмерную в пространственно-временном отношении) математическую модель клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

3. Завершающие цели, это цели экспериментальных исследований клапанов и поршневого компрессора в целом: стендовых исследований и цели достигаемые методами численного моделирования с привлечением электронно-вычислительной техники.

3.1. Целью стендового экспериментального исследования в настоящей работе было экспериментальное определение характера движения (законов движения) рабочей пластины (замыкающего элемента) клапана (в эксперименте - всасывающего) самодействующего пластинчатого полосового.

3.2. Целью численного моделирования поведения исследуемого объекта (в данной работе - клапанов поршневых компрессоров, точнее - их

замыкающих элементов (пластин)) стало получение полей перемещений (законов движения в геометрическом пространстве), деформаций и напряжений для замыкающих элементов (пластин) клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

3.3. Итоговой целью экспериментального исследования стало, проведение сравнительного анализа результатов, которые получены в ходе стендовых исследований объекта с результатами его численного моделирования.

В свою очередь, сравнительный анализ результатов, которые получены в ходе стендовых исследований объекта с результатами его численного моделирования, позволил установить адекватность модели действительности, выявить несоответствия. Он же (анализ) позволил получить методы оптимизации конструкций существующих пластинчатых полосовых клапанов ПК и выработать рекомендации к проектированию новых клапанов.

Задачи исследования.

Для достижения основной и промежуточных целей, проводимых в данной работе исследований клапанов, были решены следующие задачи.

1. На первоначальном этапе проведен обзор и анализ существующих работ, представленных в научно-технической литературе, которые посвящены моделированию поршневых компрессоров в целом, так и моделированию клапанов ПК. В том числе - моделированию клапанов самодействующих пластинчатых полосовых. Выявлены достоинства и недостатки существующих моделей клапанов и определены пути их совершенствования.

2. В ходе выполненных теоретических исследований поршневых компрессоров и их клапанов, создана трехмерная в пространственно-временном отношении математическая модель клапанов самодействующих пластинчатых полосовых ПК.

3. Для достижения целей, которые поставлены перед экспериментальными исследованиями клапанов, были решены следующие задачи.

3.1. В ходе подготовки к проведению эксперимента был собран экспериментальный стенд на базе исследуемого поршневого компрессора, датчиков и измерительных приборов, отлажена его работа.

3.2. На следующем этапе проведены стендовые экспериментальные исследования, получены в качестве результатов законы движения замыкающих элементов (пластин) клапанов в графическом и в виде таблиц и явном виде.

3.3. Была «построена» прикладная математическая программа и написан текст программы для ЭВМ.

Представленная в данной работе трехмерная математическая модель клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров была решена одним из численных методов. Для ее решения был использован метод конечных разностей (МКР).

Текст программы расчета клапанов для ЭВМ составлен на языке программирования Turbo Pascal (версия 7.0).

3.4. В ходе экспериментального исследования клапанов было проведено их численное моделирование посредством ЭВМ. Получены в результате вычислений поля перемещений (законы движения в геометрическом пространстве), деформаций и напряжений для замыкающих элементов (пластин) клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

3.5. В завершении экспериментальных исследований были проведены: сравнительный анализ результатов, которые получены в ходе стендовых исследований объекта с результатами его численного моделирования.

Данный анализ позволил установить адекватность модели действительности, выявил несоответствия, и получить методы оптимизации

конструкций существующих пластинчатых полосовых клапанов ПК и выработать рекомендации к проектированию новых клапанов.

На защиту выносятся.

1. Двухмерная (с точки зрения общей теории упругости и пластичности материалов) и трехмерная в пространственно-временном отношении математическая модель исследуемых клапанов (рис. 1 и 2) самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

2. Методика исследования посредством экспериментального стенда динамики движения замыкающих элементов (пластин) клапанов самодействующих пластинчатых полосовых открытого типа поршневых компрессоров.

3. Алгоритм и программа для ЭВМ по расчету законов движения элементов (частей) пластин клапанов самодействующих пластинчатых полосовых открытого и закрытого типов поршневых компрессоров.

4. Результаты сравнительного анализа данных полученных в ходе численного моделирования движения замыкающих элементов (пластин) клапанов самодействующих пластинчатых полосовых открытого типа с данными, которые получены в ходе стендовых испытаний указанных клапанов.

5. Экспериментальные результаты, которые получены в ходе численного моделирования движения замыкающих элементов (пластин) клапанов самодействующих пластинчатых полосовых закрытого типа.

6. Общие результаты проведенных исследований, полученные автором выводы и рекомендации по практическому применению результатов исследований.

Научная новизна.

Научная новизна представленной работы заключается в том, что **впервые** проведены и выполнены следующие работы.

1. Критический анализ существующих работ, представленных в научно-технической литературе, которые посвящены моделированию клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров в многомерной постановке задачи.

2. Теоретические исследования поршневых компрессоров и их клапанов позволили создать **практически пригодную** двухмерную (с точки зрения общей теории упругости и пластичности материалов) и трехмерную в пространственном отношении математическую модель клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

3. Получен алгоритм и создана программа для ЭВМ по расчету законов движения элементов (частей) пластин клапанов самодействующих пластинчатых полосовых открытого и закрытого типов поршневых компрессоров в многомерной постановке задачи.

4. Собранный в ходе работы экспериментальный стенд позволяет исследовать поля перемещений замыкающих элементов (пластин) клапанов самодействующих пластинчатых полосовых открытого типа.

5. Созданная программа для ЭВМ позволяет проводить численные расчеты законов движения в многомерной постановке задачи замыкающих элементов (пластин) клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров открытого и закрытого типов.

6. Появилась возможность интеграции созданных модели и программы для исследуемых клапанов в многомерные модели и программы ступени компрессора в целом с целью перехода к проектированию поршневых компрессоров на более высоком уровне.

Практическая значимость.

Двухмерная (с точки зрения общей теории упругости и пластичности материалов) и трехмерная в пространственном отношении математическая модель клапанов самодействующих пластинчатых полосовых, соответствующие математическая и электронно-вычислительная программы,

методика расчета представленных клапанов позволяют проводить теоретические исследования движения пластин клапанов и вырабатывать рекомендации по эксплуатации существующих конструкций последних, а так же разрабатывать новые клапаны.

Собранный в ходе работы экспериментальный стенд позволяет исследовать двухмерные движения замыкающих элементов клапанов самодействующих пластинчатых полосовых.

Результаты проведенных исследований используются в учебном процессе на кафедрах высших технических учебных заведений и в прикладных инженерных расчетах клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

Личный вклад автора в решение проблемы.

Разработка модели, составление алгоритма, написание программы, расчеты, сбор экспериментального стенда, написание методики проведения эксперимента, обработка экспериментальных данных, формулировка выводов и рекомендаций по практическому применению результатов исследований выполнены автором самостоятельно.

Апробация работы.

Основные положения диссертационной работы доложены на семинарах кафедры «Машины и технологическое оборудование» (МТО) Тобольского индустриального института (филиала) Тюменского государственного нефтегазового университета (ТюмГНГУ), кафедры «Компрессорные холодильные машины и установки» (КХМУ) Омского государственного технического университета (ОмГТУ), кафедры «Математического моделирования» (ММ) Института математики и компьютерных наук (ИМиКН) Тюменского государственного университета (ТюмГУ), а так же на Российских и международной научно-практических конференциях.

Реализация результатов работы.

Результаты проведенных исследований используются в учебном процессе на кафедрах высших технических учебных заведений, в том числе на кафедрах КХМУ ОмГТУ и МТО ТИИ ТюмГНГУ.

Результаты исследований используются в прикладных инженерных расчетах клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

Публикации работы.

По материалам исследований опубликовано 5 печатных работ общим объемом в 20 страниц, получен Патент на изобретение Российской Федерации.

Общая характеристика работы.

Работа состоит из: введения; списка условных сокращений, обозначений объектов и величин, подстрочных и надстрочных буквенно-цифровых индексов, знаков; трех глав; заключения; библиографического списка использованной литературы из 150 наименований; приложения - текст программы расчета клапанов для ЭВМ составлен на языке программирования Turbo Pascal (версия 7.0).

Объем работы составляет 238 стр., в т. ч. 30 иллюстраций и графиков.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **Введении** к диссертационной работе определены тема исследования и обоснована ее актуальность, определены так же цели и задачи основная и промежуточные проводимого исследования, оценена новизна и практическая значимость работы.

В **первой главе** представлены результаты обзора и анализа существующих многомерных моделей клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров. Соответственно

одномерные математические модели клапанов поршневых компрессоров в представляемой работе не рассматривались. В результате ознакомления и анализа существующей указанной технической литературы, были выбраны основные работы таких авторов, как: Антонов Н. М., Прилуцкий И. К., Фотин Б. С., Афанасьев И. А., Бабаян С. А., Барышников Г. А., Левшин В. П., Беркман Б. А., Бируля А. Л., Порядков В. И., Борисоглебский А. И., Кузьмин Р. В., Бойко А. Я., Бредесен А. М., Гоголев С. Т., Поска А. А., Спектор Б. А., Дмитриевский В. А., Исаков В. П., Дмитриевский В. Л., Пирумов И. Б., Доллежалъ Н. А., Хрусталева Б. С., Калекин В. С., Кабаков А. Н., Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П., Пластинин П. И., MacLaren J. F. T., Kerr S. V., Tramschek A. V., Touber S. A..

Особое влияние на выполненную работу оказали такие фундаментальные работы, как пособия к проектированию поршневых компрессоров и их клапанов в частности, а именно труды: «Клапаны поршневых компрессоров». - Л.: Машиностроение, 1983., авторы Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П., «Поршневые компрессоры». - Л.: Машиностроение, 1969., автор Френкель М. И., а так же диссертационные работы Исакова В. П., Хрусталева Б. С., Калекина В. С., Кабакова А. Н., Кондратьевой Т. Ф. и Пластинина П. И..

Следует отметить фундаментальную работу Александрова А. В., Потапова В. Д. «Основы теории упругости и пластичности»: Учеб. для строит. спец. вузов. - М.: Высшая школа, 1990.

В этой же главе были сделаны следующие выводы.

1. Существующие математические модели клапанов самодействующих пластинчатых полосовых достаточно просты, что способствует их широкому применению.

2. В то же время в существующих математических моделях клапанов отсутствует детальный анализ действительных движений рабочей пластины клапана, что не позволяет построить, достаточно близкую к реальности, физическую модель последней.

3. Поскольку физические модели рабочих пластин клапанов довольно далеки (значительно отличаются) по своим свойствам от свойств реально существующих объектов, то невозможно учесть в модели ряд сил, действующих в пластине клапана и определяющих характер ее движения.

4. В существующих математических моделях клапанов свойства рабочего тела, протекающего через последние (клапаны), учтены по-нашему мнению, недостаточно.

5. «Гибкость» существующих математических моделей клапанов оставляет желать лучшего. Под «гибкостью» понимаем, способность модели описывать клапаны различных конструкций.

6. На базе существующих математических моделей достаточно трудно оптимизировать конструкцию клапана.

7. Математические модели клапанов самодействующих пластинчатых полосовых имеют в основном симметричный характер, а по своей сути остаются двухмерными в пространственном отношении математическими моделями.

8. Более совершенные модели клапанов самодействующих пластинчатых полосовых ПК, которые базируются на многомерном уравнении движения пластины, в работах по компрессоростроению представлены в основном только в теоретическом виде.

9. Основная причина такого положения вещей заключается, на наш взгляд, в необходимости точного понимания физических процессов, которые определяют изменение состояния пластин клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров с точки зрения теории упругости и пластичности.

10. Указанные физические процессы, в существующих многомерных моделях клапанов самодействующих пластинчатых полосовых ПК, рассмотрены недостаточно полно.

11. Они же, существующие многомерные модели клапанов не оптимизированы (не адаптированы) под представление их в виде системы

линейных уравнений. Соответственно на их базе сторонним пользователям (исследователям клапанов и поршневых компрессоров в целом) трудно строить прикладные математические программы и составлять программы для электронно-вычислительных машин.

12. Все выше указанные факторы «тормозят» исследование поршневых компрессоров в целом и клапанов самодействующих пластинчатых полосовых в частности.

Во второй главе представлены следующие результаты работы.

1. Общее теоретическое исследование поршневых компрессоров и их клапанов. В частности проведено исследование динамики движения замыкающих элементов (пластин) клапанов самодействующих пластинчатых полосовых открытого и закрытого типов (рис. 1 и 2) ступени поршневого компрессора.

2. Двухмерная (с точки зрения общей теории упругости и пластичности материалов) и трехмерная в пространственном отношении математическая модель исследуемых клапанов (рис. 1 и 2) самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

Постановка задачи теории упругости и пластичности полностью соответствует основному ряду задач решаемых в данной работе. А именно рассматриваются рабочие органы (пластины, они же тела) - замыкающие элементы клапанов самодействующих пластинчатых полосовых. Так по условию поставленной в данной работе основной задачи форма пластин клапанов, их геометрические параметры (размеры), а так же материалы их изготовления с известными свойствами заданы. Согласно решаемым задачам были определены действующие на выбранную пластину клапана «наложенные» связи и нагрузки. В конечном итоге определен характер движения (перемещение в геометрическом пространстве) пластины клапана.

Соответствие постановок позволило решить ряд задач в представляемой работе методами теории упругости и пластичности,

естественно, используя принятые в ней (в теории) основные понятия и гипотезы, допущения, обозначения физических величин.

Система основных уравнений полученной модели имеет вид.

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{1}{D} \left(q + Z\delta - \rho\delta \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right). \quad (1)$$

где x, y, z - коэффициенты разложения по базису (координаты выбранной точки геометрического пространства, проекции вектора \vec{r}_i на оси системы координат), *усл.ед.*, иначе - *м*, если выбранная единица измерения размера соответствует единице выбранной системе координат;

$w = w(x, y, t)$ - поле перемещений элементов пластины в геометрическом пространстве, функция прогибов, $[w]$ - *м*.

$q = q(x, y, t)$ - результирующая поверхностная нагрузка, действующая на замыкающий элемент (пластину) клапана, $[q]$ - *Па*;

Z - интенсивность объемных сил (в том числе силы тяжести), $[Z]$ - $\frac{H}{m^3}$;

δ - толщина замыкающего элемента (пластины) клапана, в другом случае - зазор между индуктивным преобразователем и замыкающим элементом (пластиной) клапана или штифтом на маховике компрессора, $[\delta]$ - *м*;

ρ - плотность материала пластины, $[\rho]$ - $\frac{кг}{м^3}$.

Величина D определяется свойствами изотропного и однородного (согласно одному из принятых допущений) материала рабочей пластины клапана.

$$D = \frac{B\delta^3}{12},$$

$$B = \frac{E}{1 - \mu^2},$$

E - модуль упругости (модуль упругости Юнга) материала, $[E]$ - *Па*;

μ - коэффициент Пуассона, безразмерная величина.

Уравнение (1) является разрешающим уравнением, называемым уравнением движения пластины. Оно играет фундаментальную роль при расчете движения (перемещений, деформаций и напряжений) деформируемой пластины (в нашем случае, рабочей пластины клапана ПК). Уравнение (1) - базовое уравнение в многомерной математической модели клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

Вторым из базовых уравнений модели ступени ПК является уравнение закона сохранения энергии, другими словами уравнение первого начала термодинамики (ПНТ) для открытых термодинамических систем. В модели используется уравнение первого начала термодинамики для рабочего тела в цилиндре ступени поршневого компрессора.

$$\begin{aligned}
 c_V (T_{\text{ц}} dm + m dT_{\text{ц}}) = & \delta Q_{\text{пост}} - \delta Q_{\text{расх}} - P_{\text{ц}} (V) dV_{\text{ц}} + \\
 + c_P T_{\text{н.вс}} dm_{\text{осн.нр.вс}} + c_P m_{\text{осн.нр.вс}} dT_{\text{н.вс}} + c_P T_{\text{н.н}} dm_{\text{нр.н}} + c_P m_{\text{нр.н}} dT_{\text{н.н}} - & , \quad (2.1) \\
 - c_P T_{\text{ц}} dm_{\text{осн.расх.н}} - c_P m_{\text{осн.расх.н}} dT_{\text{ц}} - c_P T_{\text{ц}} dm_{\text{ум.вс}} - c_P m_{\text{ум.вс}} dT_{\text{ц}} &
 \end{aligned}$$

где $P_{\text{ц}}$ - давление рабочего тела в цилиндре ступени ПК, $\left[P_{\text{ц}} \right]$ - Па;

$\delta Q_{\text{пост}}$ - бесконечно малая порция тепла, которая поступает к рабочему телу в цилиндр ступени поршневого компрессора за бесконечно малый интервал времени dt , (другими словами, $\delta Q_{\text{пост}}$ - бесконечно малое количество (не энергия, неполный дифференциал), выражающее изменение энергии рабочего тела в цилиндре ступени ПК за бесконечно малый интервал времени dt в результате элементарного процесса теплообмена);

$\delta Q_{\text{расх}}$ - бесконечно малая порция тепла, которая расходуется рабочим телом в цилиндре ступени поршневого компрессора за бесконечно малый интервал времени dt ; другими словами, $\delta Q_{\text{расх}}$ - бесконечно малое количество (не энергия, неполный дифференциал), выражающее изменение энергии рабочего тела в цилиндре ступени ПК за бесконечно малый интервал времени dt в результате элементарного процесса теплообмена;

V_u - объем рабочего тела в цилиндре компрессора, $V_u = V_u(t)$, $[V_u]$ - м^3 ;

dV_u - бесконечно малое изменение рабочего тела в цилиндре компрессора, дифференциал функции $V_u = V_u(t)$;

T_u - температура газа в цилиндре в расчетный момент времени t , $T_u = T_u(t)$, постоянная величина в течение бесконечно малого временного интервала dt или конечного выбранного в модели (расчетного) временного интервала Δt (изменение температуры, как в прочем и любого термодинамического параметра происходит в расчетной модели мгновенно в момент времени $t + \Delta t$), $[T_u]$ - K , $[\Delta t]$ - c ;

dT_u - бесконечно малое изменение температуры газа в цилиндре ступени ПК (дифференциал функции $T_u = T_u(t)$);

$T_{n.вс}$ - температура рабочего тела в полости всасывающей ступени ПК, $T_{n.вс} = T_{n.вс}(t)$, $[T_{n.вс}]$ - K ;

$dT_{n.вс}$ - бесконечно малое изменение температуры рабочего тела в полости всасывающей ступени ПК, которое наблюдается за бесконечно малый интервал времени dt ;

$T_{n.н}$ - температура рабочего тела в полости нагнетательной ступени ПК, $T_{n.н} = T_{n.н}(t)$, $[T_{n.н}]$ - K ;

$dT_{n.н}$ - бесконечно малое изменение температуры рабочего тела в полости нагнетательной ступени ПК, которое наблюдается за бесконечно малый интервал времени dt ;

c_p - удельная массовая теплоемкость газа в изобарическом процессе (табличная постоянная величина, определяется свойствами газа и задается в модели), $[c_p]$ - $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times K}$;

c_V - удельная массовая теплоемкость газа в изохорическом процессе (табличная постоянная величина, определяется свойствами газа и задается в модели), $[c_V] - \frac{Дж}{кг \times K}$;

m - масса рабочего тела (газа) в цилиндре компрессора - функция от времени, $m = m(t)$, $[m] - кг$, $[t] - с$;

dm - бесконечно малое изменение массы рабочего тела в цилиндре ступени ПК, наблюдаемое в течение бесконечно малого временного интервала dt , иначе - дифференциал от функции $m = m(t)$;

dm_{nocm} - бесконечно малая масса рабочего тела, поступающего в цилиндр ступени ПК за бесконечно малый временной интервал dt , иначе - дифференциал от функции $m_{nocm} = m_{nocm}(t)$;

dm_{pacx} - бесконечно малая масса рабочего тела, вытекающая из цилиндра ступени ПК за бесконечно малый временной интервал dt , иначе - дифференциал от функции $m_{pacx} = m_{pacx}(t)$;

$dm_{ocn.np.вс}$ - бесконечно малая масса рабочего тела, поступающего в цилиндр ступени компрессора за бесконечно малый временной интервал dt через клапаны всасывающие, иначе - дифференциал от функции $m_{ocn.np.вс} = m_{ocn.np.вс}(t)$;

$dm_{np.n}$ - бесконечно малая масса рабочего тела, втекающая в цилиндр за бесконечно малый временной интервал dt через клапаны нагнетательные, за счет наличия неплотностей прилегания их замыкающих элементов (пластин) к седлам в процессе всасывания газа в цилиндр, иначе - дифференциал от функции $m_{np.n} = m_{np.n}(t)$;

$dm_{ocn.pacx.n}$ - бесконечно малая масса рабочего тела, вытекающая из цилиндра за бесконечно малый временной интервал dt через клапаны нагнетательные, иначе - дифференциал от функции $m_{ocn.pacx.n} = m_{ocn.pacx.n}(t)$;

$dm_{\text{ym.вс}}$ - бесконечно малая масса рабочего тела, которая вытекает из цилиндра за бесконечно малый временной интервал dt через закрытые клапаны всасывающие, иначе - дифференциал от функции $m_{\text{ym.вс}} = m_{\text{ym.вс}}(t)$.

В другом виде это же уравнение принимает вид

$$\frac{dP_{\text{ц}}}{d\varphi} = \frac{k-1}{V_{\text{ц}}\omega} \left(\omega \frac{\delta Q}{d\varphi} - \omega \frac{k}{k-1} P_{\text{ц}} \frac{dV_{\text{ц}}}{d\varphi} + c_p T_{\text{н.вс}} G_{\text{осн.пр.вс}} + c_p m_{\text{осн.пр.вс}} \frac{dT_{\text{н.вс}}}{dt} + c_p T_{\text{н.н}} G_{\text{пр.н}} + c_p m_{\text{пр.н}} \frac{dT_{\text{н.н}}}{dt} - c_p T_{\text{ц}} G_{\text{осн.расх.н}} - c_p m_{\text{осн.расх.н}} \frac{dT_{\text{ц}}}{dt} - c_p T_{\text{ц}} G_{\text{ym.вс}} - c_p m_{\text{ym.вс}} \frac{dT_{\text{ц}}}{dt} \right). \quad (2.2)$$

Где G - массовый расход, где $[G] - \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

$G_{\text{осн.пр.вс}}$ - массовый расход рабочего тела через открытые клапаны всасывающие (массовый расход основного «притока»), где $\left[G_{\text{осн.пр.вс}} \right] - \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

$G_{\text{пр.н}}$ - массовый расход рабочего тела через закрытые клапаны нагнетательные, где $\left[G_{\text{пр.н}} \right] - \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

$G_{\text{осн.расх.н}}$ - массовый расход рабочего тела через открытые клапаны нагнетательные, где $\left[G_{\text{осн.расх.н}} \right] - \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

$G_{\text{ym.вс}}$ - массовый расход рабочего тела через закрытые клапаны всасывающие (массовый расход «утечек»), где $\left[G_{\text{ym.вс}} \right] - \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

ω - угловая скорость вращения (мгновенная) коленчатого вала компрессора, $[\omega] - \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ или с^{-1} ;

$d\varphi$ - бесконечно малый угол, на который поворачивается вал за бесконечно малый временной интервал dt ;

k - коэффициент (показатель) адиабаты, безразмерная величина, зависит от свойств газа и задается в модели.

В данной работе уравнение термодинамики переменных масс (уравнения первого начала термодинамики для рабочего тела в различных частях ступени компрессора) служит нахождению в явном виде функции поверхностной нагрузки в модели клапанов.

В число базовых уравнений модели входит уравнение полной поверхностной нагрузки на пластину клапана, которое имеет вид:

$$q = q_{P(\text{газ})} - q_{\text{упр.огр}} - q_{\text{демпф}} - q_{\text{адг.седло}} + q_{\text{адг.огр.под}} \quad (3)$$

q_P - поверхностная нагрузка (используем терминологию, применяемую в теории упругости и пластичности материалов) действующая на замыкающий элемент клапана (пластину) со стороны рабочего тела (газа),

$$[q_P] - \frac{H}{M^2} = \text{Па}.$$

Зная величину $P_{\text{ц}} = P_{\text{ц}}(t)$ и давления рабочего тела в полостях всасывания $P_{\text{н.вс}}$ и нагнетания $P_{\text{н.н}}$, определяем одну из составляющих поверхностной нагрузки $q = q(x, y, t)$ в уравнении движения пластины (1), а именно q_P .

Для клапанов всасывающих

$$q_P = P_{\text{н.вс}} - P_{\text{ц}},$$

а для клапанов нагнетательных

$$q_P = P_{\text{ц}} - P_{\text{н.н}}.$$

В уравнениях для величины q_P учтена только статическая составляющая нагрузки на пластину со стороны рабочего тела. Динамическая составляющая в нагрузке на пластину со стороны рабочего тела не учитывается в модели, так как ее явный вид не определен теоретически.

$q_{\text{упр.огр}}$ - сила, отнесенная к условной площади поверхности взаимодействия, которая действует на замыкающий элемент клапана (пластину) со стороны упругого ограничителя ее подъема в точке их соприкосновения,

$$\left[q_{\text{упр.огр}} \right] - \frac{H}{M^2}.$$

$$q_{\text{упр.огр}} = \sum_i \frac{k_{\text{упр}} w_{\text{т.кас } i}}{F_{\text{усл.т.кас } i}},$$

где i - номер точки соприкосновения;

$k_{\text{упр}}$ - коэффициент упругости (характеризует упругий ограничитель подъема), $\left[k_{\text{упр}} \right] - \frac{H}{M}$;

$w_{\text{т.кас } i}$ - высота подъема (прогиб) элемента пластины (точки соприкосновения пластины и упругого ограничителя подъема), с которым взаимодействует ограничитель подъема, $\left[w_{\text{т.кас } i} \right] - M$;

$F_{\text{усл.т.кас } i}$ - условная площадь «точки» соприкосновения замыкающего элемента с упругим ограничителем подъема, $\left[F_{\text{усл.т.кас } i} \right] - M^2$.

$$q_{\text{демпф}} = \eta \sum_i \frac{1}{F_{\text{эл.кл } i}} \frac{dw_{\text{эл.кл } i}}{dt}.$$

$q_{\text{демпф}}$ - поверхностная нагрузка со стороны силы демпфирования, которая действует на замыкающий элемент клапана (пластину), $\left[q_{\text{демпф}} \right] - \frac{H}{M^2}$;

$w_{\text{эл.кл } i}$ - высота подъема (прогиб) элемента пластины, $\left[w_{\text{эл.кл } i} \right] - M$;

$F_{\text{эл.кл } i}$ - площадь поверхности (с одной из сторон) выбранного в модели элемента пластины, $\left[F_{\text{эл.кл } i} \right] - M^2$;

η - коэффициент демпфирования (эмпирический коэффициент), $[\eta] - \frac{H \times c}{M}$.

Далее в уравнении (3) «полной» поверхностной нагрузки $q = q(x, y, t)$, действующей на замыкающий элемент клапана (пластину), фигурируют:

$q_{адг.седло}$ - поверхностная нагрузка со стороны силы адгезии (прилипания), которая действует на замыкающий элемент клапана (пластину) со стороны пленки масла на «седле» клапана, $\left[q_{адг.седло} \right] - \frac{H}{M^2}$;

$q_{адг.огр.под}$ - поверхностная нагрузка со стороны силы адгезии (прилипания), которая действует на замыкающий элемент клапана (пластину) со стороны пленки масла на ограничителе подъема, $\left[q_{адг.огр.под} \right] - \frac{H}{M^2}$.

Данные поверхностные нагрузки $q_{адг.седло}$ и $q_{адг.огр.под}$ не учитываем в окончательном варианте рассматриваемой модели клапана, так как рассмотрение упомянутых зависимостей приводит к излишней детализировке описания и неоправданному «расширению» модели. К тому же указанные процессы не достаточно изучены и теоретически объяснены.

Уравнения, которые определяют составляющие «полной» поверхностной нагрузки $q = q(x, y, t)$, дополняют уравнение (3) и соответственно дополняют уравнение движения замыкающего элемента (пластины) клапана (1) и уравнение первого начала термодинамики для рабочего тела в цилиндре компрессора (2), они же полностью «замыкают» систему уравнений математической модели клапанов самодействующих пластинчатых полосовых в «полной» модели ступени поршневого компрессора.

Естественно, указанные базовые уравнения модели дополняют множество других уравнений, в том числе уравнение состояния рабочего тела, уравнение политропических процессов, уравнение для угловой скорости вращения коленчатого вала, уравнения массовых расходов рабочего тела через клапаны и уплотнения и прочие уравнения.

Не забыты в модели и уравнения, которые выражают начальные и граничные условия определения состояния рассматриваемой системы.

Полное число уравнений, которые образуют «замкнутую» систему уравнений, другими словами модель, приведены во второй главе представляемой работы.

В этой же главе были сделаны следующие выводы.

1. В ходе разработки трехмерной математической модели клапанов самодействующих пластинчатых полосовых ПК были выполнены все поставленные для достижения указанной цели задачи.

2. В завершении второй главы представлена «замкнутая» система физических уравнений, описывающая процессы идущие в рабочей пластине клапана и в рабочем теле, протекающем по ступени поршневого компрессора.

3. На базе полученных уравнений, с учетом граничных и начальных условий, строится система линейных уравнений, которая представляет собой завершённую трехмерную математическую модель клапана и ступени компрессора в целом.

4. Представленная в настоящей работе модель ступени поршневого компрессора содержит систему уравнений, которая минимизирована по их числу с точки зрения описания процессов в проточной части компрессора (цилиндр, полости всасывания и нагнетания, коллекторы) и поставленных приоритетов, но «расширена» в части физико-математического описания процессов в рабочих пластинах клапанов.

5. Представленная в данной работе математическая модель клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров решается одним из численных методов. Для ее решения был использован метод конечных разностей (МКР), составлен алгоритм и вычислительная программа.

В третьей главе приведено следующее.

1. Детальное описание исследуемых клапанов.

2. Описание собранного и отлаженного экспериментального стенда.

3. Общая методика проводимого эксперимента, которая включает в себя методики:

- а) записи диаграмм движения фрагментов замыкающего элемента клапана (пластины) самодействующего пластинчатого полосового;
- б) фиксации положения «мертвой точки»;
- в) определения частоты и угловой скорости вращения коленчатого вала поршневого компрессора;
- г) анализа погрешностей измерений.

4. Результаты экспериментальных исследований и их анализ.

Описание собранного и отлаженного экспериментального стенда представлено в виде схем на рис. 3.

Приведем **основные технические данные компрессора**, на базе которого построен экспериментальный стенд.

Давление нагнетания	-	$0.3 - 1.5 \text{ МПа}$, $0.3 - 1.5 \frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}$.
Частота вр. коленчатого вала	-	$21 \pm 3.2 \text{ с}^{-1}$, $1260 \pm 189 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$.
Мощность электродвигателя ПК	-	2.1 кВт .
Диаметры цилиндров	-	0.09 м , 90 мм .
Ход поршней	-	0.12 м , 120 мм .

В качестве исследуемых на экспериментальном стенде клапанов были выбраны клапаны самодействующие пластинчатые полосовые открытого типа.

Клапаны компрессора комбинированные, самодействующие пластинчатые полосовые, без упругого ограничителя. На компрессоре установлено по одному всасывающему клапану и клапану нагнетания на каждом цилиндре.

Основные параметры клапанов.

Длина проходного сечения	-	0.066 м, 66 мм.
Ширина проходного сечения	-	0.007 м, 7 мм.
Высота проходного сечения	-	0.0037 м, 3.7 мм.
Длина рабочей пластины	-	0.075 м, 75 мм.
Ширина рабочей пластины	-	0.013 м, 13 мм.

Результаты экспериментальных исследований, в виде сравнительных диаграмм движения фрагментов рабочей пластины (замыкающего элемента) клапана впускного самодействующего пластинчатого полосового, представлены на рис. 7 и 8.

В этой же главе были сделаны следующие выводы.

1. Подтверждено экспериментально теоретическое предположение, допускающее наличие сложной деформации изгиба при движении замыкающего элемента (пластины) клапана.

2. Установлена адекватность полученной модели действительности. При этом выявлены несоответствия, и получены выводы, которые указывают на методы оптимизации конструкций существующих пластинчатых полосовых клапанов ПК и позволяющие выработать рекомендации к проектированию новых клапанов.

ОБЩИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ВЫВОДЫ

В ходе выполненной диссертационной работы была подтверждена актуальность выбранной темы проведенных исследований.

Общие результаты выполненной работы выглядят следующим образом.

1. Теоретические исследования поршневых компрессоров и их клапанов позволили создать практически пригодную трехмерную математическую модель клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

2. Был подготовлен экспериментальный стенд и проведены измерения искомых величин - перемещений элементов рабочей пластины клапана.

3. Была «построена» прикладная математическая программа и написан текст программы для ЭВМ.

4. Получены в результате вычислений поля перемещений (законы движения в геометрическом пространстве) для замыкающих элементов (пластин) клапанов самодействующих пластинчатых полосовых поршневых компрессоров.

5. В ходе проведенных экспериментальных исследований была подтверждена практическая адекватность полученной модели клапана действительности и значимость предлагаемой математической модели.

6. Считаем целесообразным дальнейшее совершенствование модели клапана в части теоретической и - в особенности в части программы для ЭВМ.

7. Считаем возможной интеграцию представленной модели клапана с различными моделями ступени в целом для поршневых компрессоров.

8. В ходе диссертационной работы были решены поставленные перед ней задачи и соответственно были достигнуты все определенные в начале работы цели исследования.

ПУБЛИКАЦИИ

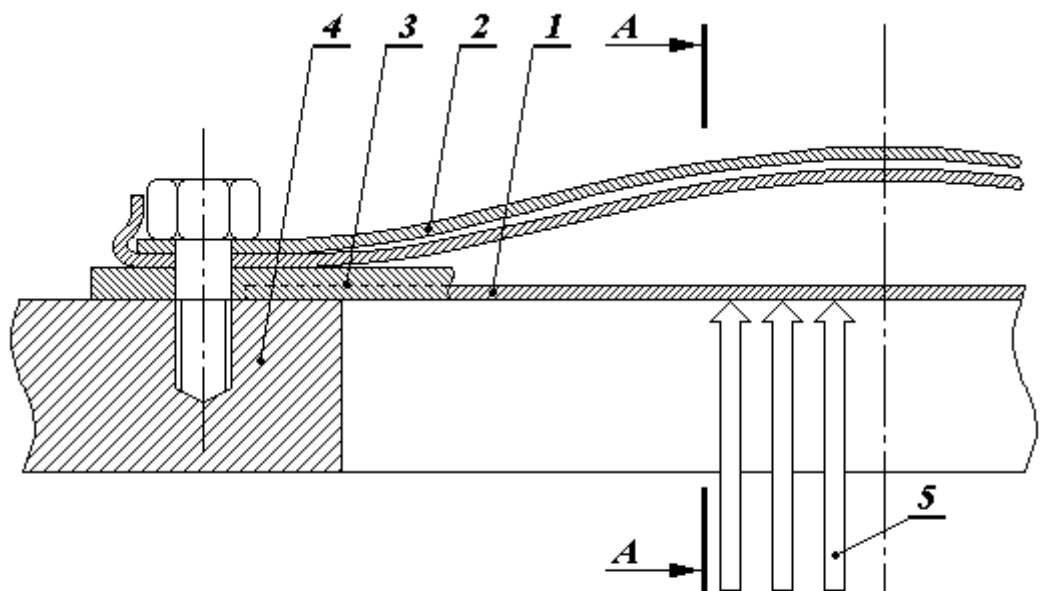
1. *Кабаков А. Н., Калекин В. С., Куликов С. П.* О математическом моделировании рабочих процессов поршневых компрессоров с применением теории графов // Тез. докл. XI научно-техн. конф. по компрессорной технике. Казань. - 1998. - С.56-57.

2. *Калекин В. С., Куликов С. П.* Применение теории графов к расчету тепловых и газодинамических процессов в математических моделях поршневых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. Красноярск. - 1999. - вып. № 3-4. - С.39-45.

3. *Калекин В. С., Куликов С. П.* Применение теории графов к расчёту газодинамических процессов в математических моделях поршневых компрессоров. // Вестник Красноярского Государственного технического университета «Гидродинамика больших скоростей». Красноярск. - 1999. - вып. № 19. - С.39-45.

4. *Ваняшов А. Д., Калекин В. С., Куликов С. П.* Математическое моделирование движения замыкающих элементов самодействующих клапанов в многомерной постановке задачи // Тез. докл. VI научно-техн. конф. «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин». Казань. - 2002. - С.40-43.

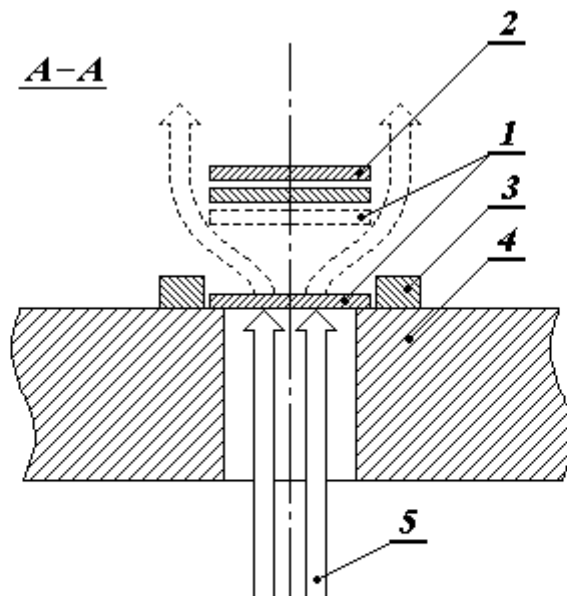
5. Поршневой детандер-компрессорный агрегат: Патент на изобретение № 2134850. С1. МКИ 6 F 25 В 9/00 / *Ваняшов А. Д., Кабаков А. Н., Калекин В. С., Куликов С. П., Прилуцкий И. К.*



Основные элементы (детали) конструкции клапана:

- 1 - рабочая пластина (закрывающий элемент) клапана;
- 2 - ограничитель подъема пластины клапана;
- 3 - ограничитель боковых перемещений рабочей пластины клапана;
- 4 - "седло" клапана;
- 5 - поток рабочего тела (воздуха) через проходное сечение клапана.

а) Продольное сечение клапана.

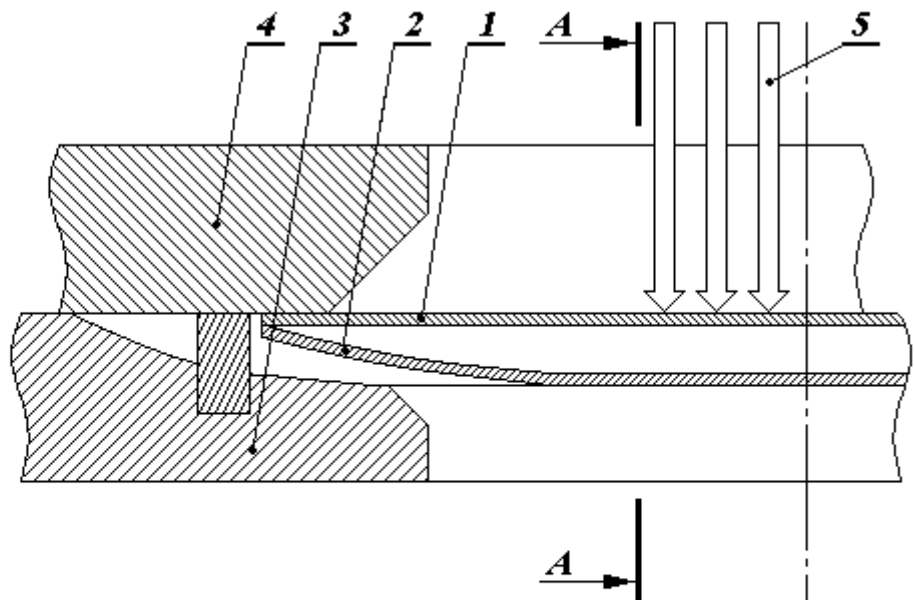


Примечание! На рисунке клапан изображен в закрытом состоянии.

Пунктиром на рисунке изображено положение замыкающего элемента клапана в его открытом состоянии и в том же состоянии направление потока рабочего тела через его проходное сечение.

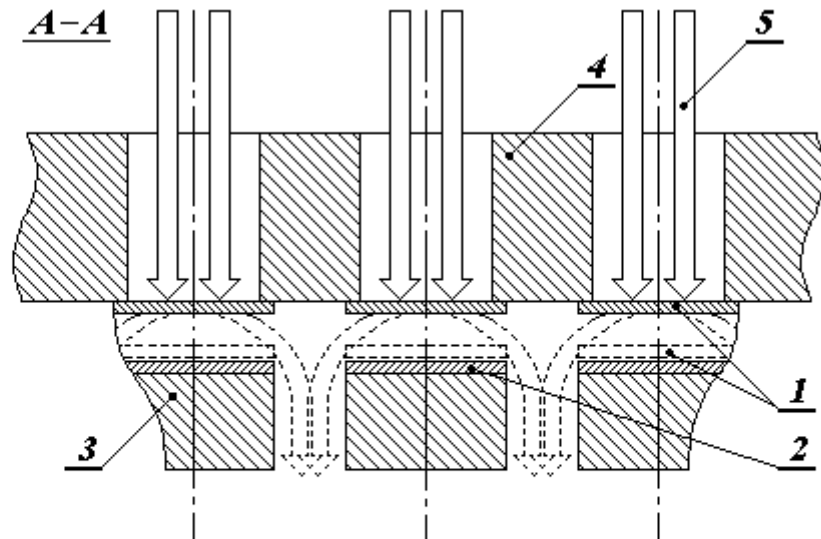
б) Поперечное сечение клапана.

Рис. 1 Конструкция клапана пластинчатого полосового открытого типа.



Основные элементы (детали) конструкции клапана:
 1 - рабочая пластина (закрывающий элемент) клапана;
 2 - упругий ограничитель подъема пластины клапана;
 3 - ограничитель подъема пластины клапана;
 4 - "седло" клапана;
 5 - поток рабочего тела (воздуха) через проходное сечение клапана.

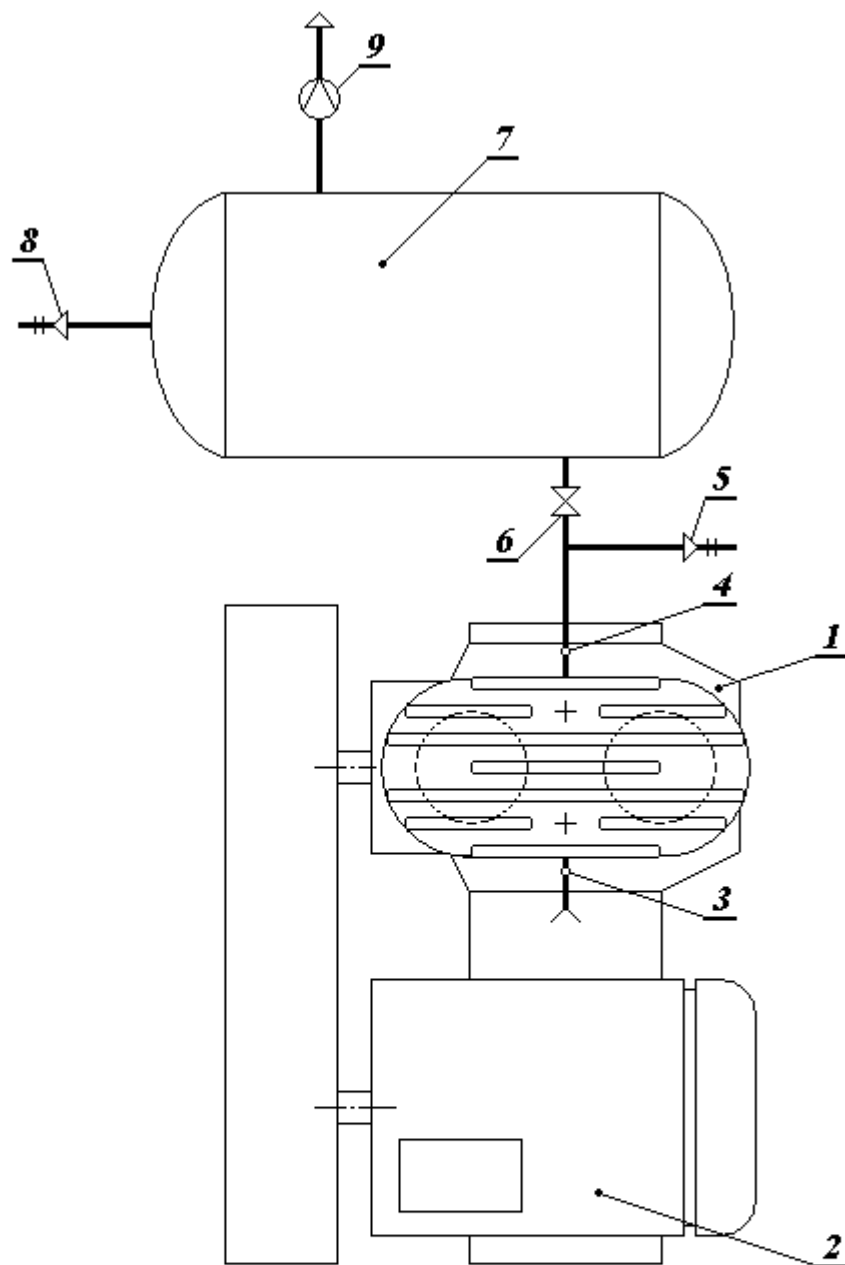
а) Продольное сечение клапана.



Примечание! На рисунке клапан изображен в закрытом состоянии.
 Пунктиром на рисунке изображено положение замыкающего элемента клапана в его открытом состоянии и в том же состоянии направление потока рабочего тела через его проходное сечение.

б) Поперечное сечение клапана.

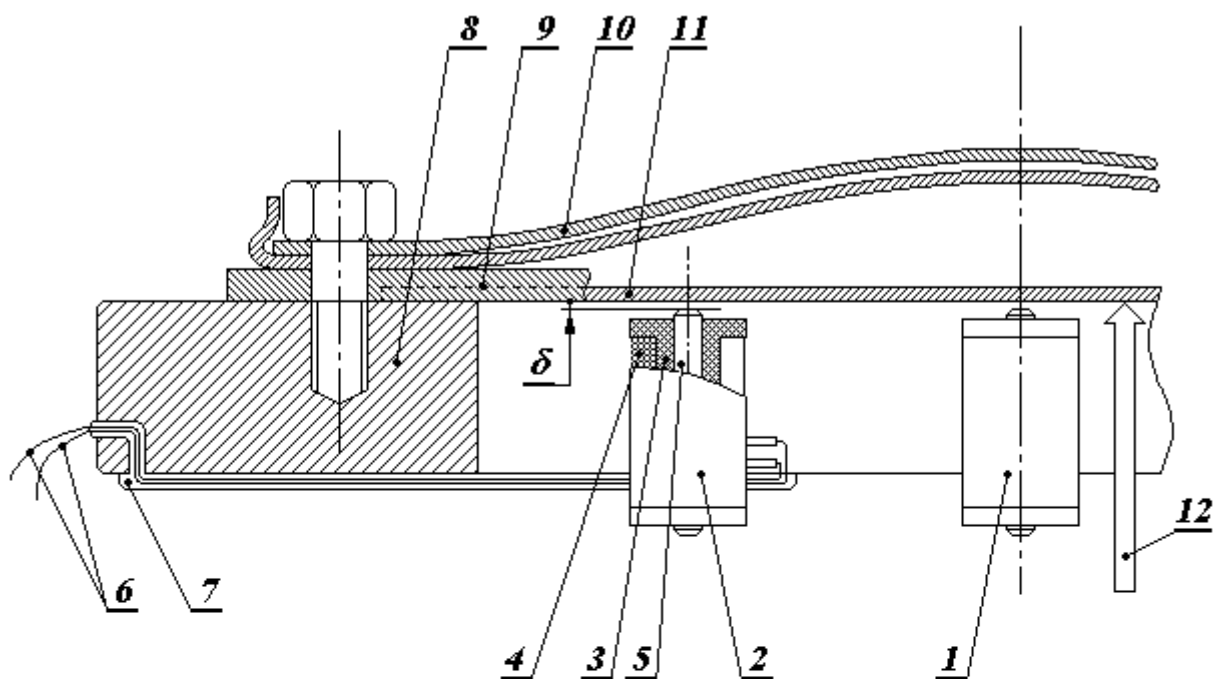
Рис. 2 Конструкция клапана пластинчатого полосового закрытого типа.



Основные элементы схемы:

- 1 - компрессор;
- 2 - электродвигатель (привод компрессора);
- 3 - коллектор всасывания;
- 4 - коллектор нагнетания;
- 5 - предохранительный клапан ступени компрессора;
- 6 - нагрузочный вентиль;
- 7 - ресивер;
- 8 - предохранительный клапан ресивера;
- 9 - газовый счетчик типа РГ-250.

Рис. 3 Общая схема экспериментального стенда (без электронной составляющей).



Основные элементы схемы:

- 1, 2 - индуктивные преобразователи (катушки индуктивности);
- 3 - корпус катушки индуктивности;
- 4 - обмотка катушки;
- 5 - сердечник катушки;
- 6 - выводы катушки;
- 7 - эпоксидная смола;
- 8 - "седло" клапана;
- 9 - рамка;
- 10 - ограничитель подъема пластины;
- 11 - рабочая пластина (закрывающий элемент) клапана;
- 12 - стрелкой указано преимущественное направление воздушного потока в проходном сечении клапана.

Рис. 4 Схема установки индуктивных преобразователей.

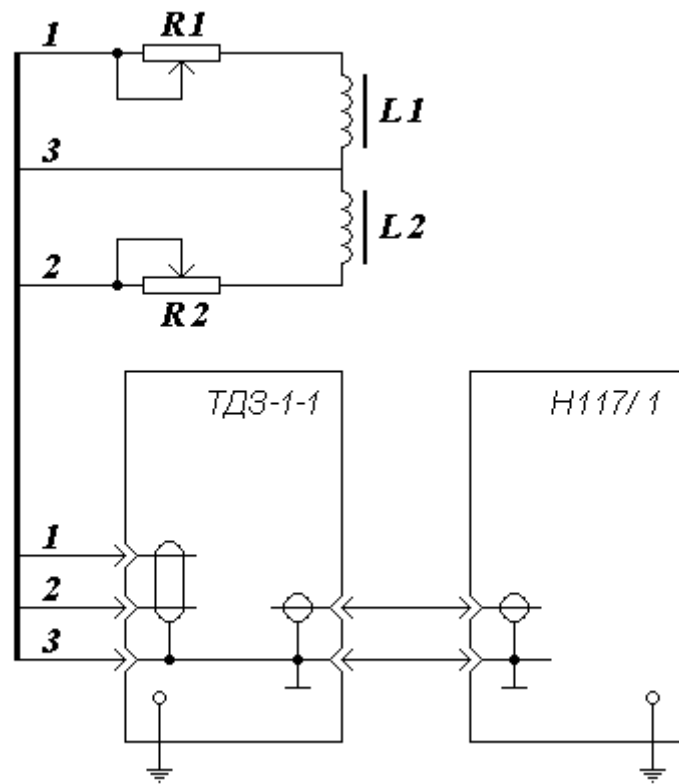
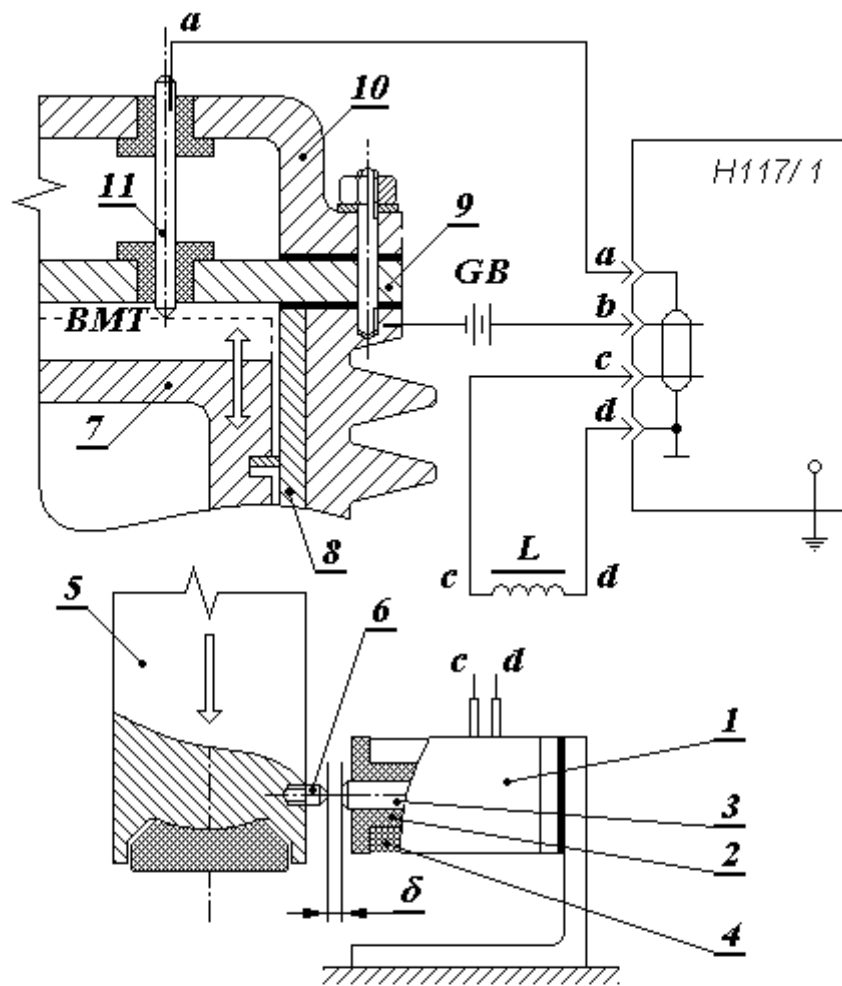


Рис. 5 Схема электрическая общая в канале записи диаграмм движения (законов движения) замыкающих элементов клапанов.



Основные элементы схемы:

- 1 - катушка индуктивности;
- 2 - корпус катушки индуктивности;
- 3 - сердечник катушки;
- 4 - обмотка катушки;
- 5 - маховик компрессора;
- 6 - штифт;
- 7 - поршень;
- 8 - цилиндр;
- 9 - клапанная плита;
- 10 - крышка цилиндра (блока цилиндров);
- 11 - стержень.

Рис. 6 Схема электрическая общая в канале фиксации «мертвой точки».

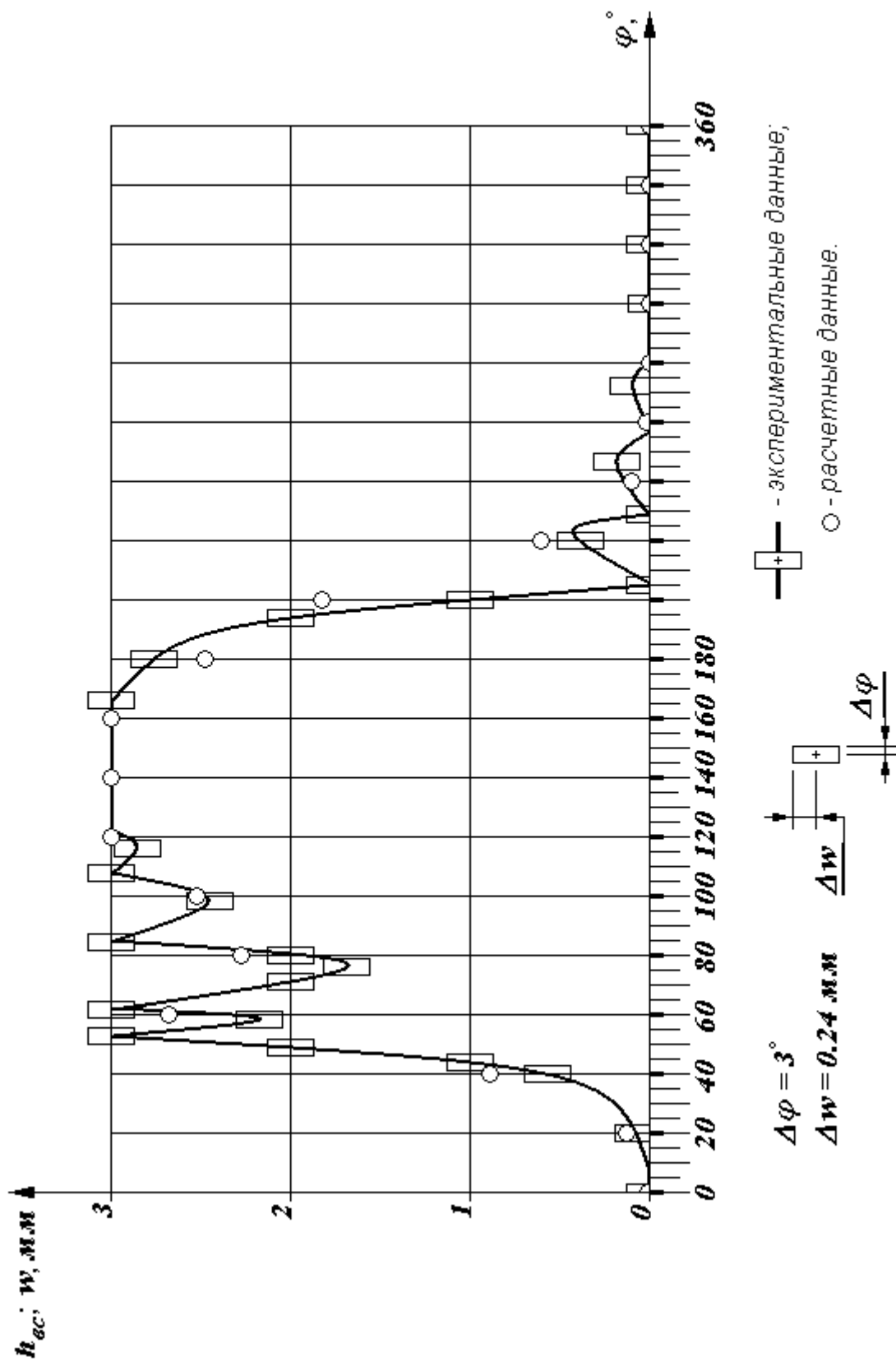


Рис. 7 Диаграммы движения центрального фрагмента (точки пластины) всасывающего клапана.

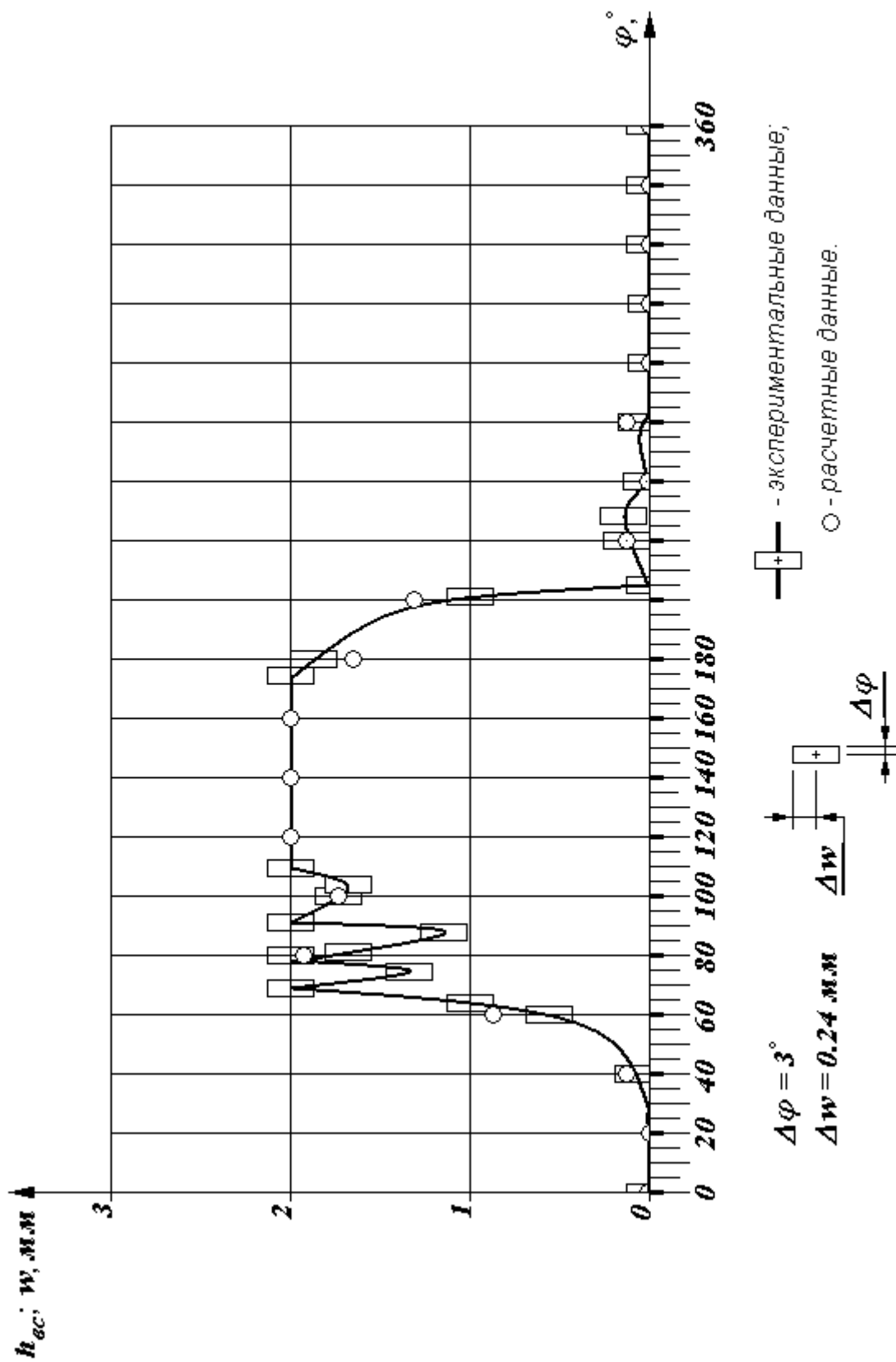


Рис. 8 Диаграммы движения бокового фрагмента (точки пластины) всасывающего клапана.