

Омский государственный технический университет

На правах рукописи

Климентьев Евгений Владимирович

**РАЗРАБОТКА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЁТА
ПНЕВМОЭЛЕМЕНТОВ ВОЗДУШНОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ
С СИСТЕМОЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор С.А. Корнеев

Омск 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
1. Анализ существующих конструкций и методов расчёта	
пневматических элементов	13
1.1. Основные конструктивные схемы пневмопружин [69, 75, 83].....	13
1.2. Основные конструктивные схемы пневмоамортизаторов	22
1.3. Современные подходы к математическому моделированию	
пневматических элементов	35
1.3.1. Метод расчёта силовых характеристик пневматических элементов	35
1.3.2. Методы расчёта рабочего объёма и эффективной площади	39
1.3.3. Методы расчёта поршневых компрессоров [71, 91].....	40
1.3.4. Методы описания процессов теплообмена [9, 81].....	47
1.4. Выводы, постановка задач исследования	51
2. Политропная математическая модель пневматических амортизаторов	
при статических и динамических воздействиях.....	54
2.1. Общие положения механики сплошной среды.....	55
2.2. Понятие политропного процесса.....	57
2.3. Упрощающие допущения	58
2.4. Математическое моделирование процессов изменения	
параметров состояния пневмоамортизатора.....	60
2.4.1. Параметризация структуры пневмоамортизатора	61
2.4.2. Расчёт массы газа.....	62
2.4.3. Расчёт температуры газа	64
2.4.4. Расчёт давления газа.....	67
2.4.5. Расчёт энтропии газа	69
2.4.6. Полная система определяющих соотношений.....	71
2.5. Выводы.....	75
3. Анализ динамики нелинейных колебаний	
по политропной математической модели пневмоамортизатора.....	77
3.1. Исходные данные	78

3.2. Динамика пневмоамортизатора при гармоническом законе изменения рабочего объёма.....	80
3.3. Динамика одномассовой колебательной системы при кинематическом возмущении.....	103
3.4. Динамика затухающих свободных колебаний одномассовой системы амортизации с пневмоамортизатором	112
3.5. Условие существования установившегося режима работы	117
3.6. Функционал силовой характеристики пневмоамортизаторов с дискретной коммутацией объёмов при изотермическом режиме работы	118
3.6.1. Случай установившегося режима работы пневмоамортизатора	121
3.7. Выводы.....	123
4. Расширенная математическая модель пневматических амортизаторов при статических и динамических воздействиях.....	125
4.1. Описание тепловых процессов в пневмоамортизаторе.....	125
4.2. Упрощающие допущения	128
4.3. Математическое моделирование процессов изменения параметров состояния пневмоамортизатора.....	129
4.3.1. Параметризация структуры пневмоамортизатора	130
4.3.2. Математическое описание работы пневмоамортизатора с неизменной структурой.....	134
4.3.3. Математическое описание работы пневмоамортизатора при изменении структуры.....	137
4.3.4. Уравнения для энтропии газа	138
4.3.5. Полная система определяющих соотношений.....	140
4.3.6. Порядок проведения численных расчётов	144
4.4. Динамика нелинейных колебаний, расчёт и анализ.....	146
4.4.1. Исходные данные	146
4.4.2. Динамика затухающих свободных колебаний подрессоренной массы	149

4.4.3. Динамика пневмоамортизатора при гармоническом законе изменения рабочего объёма	154
4.4.4. Динамика одномассовой колебательной системы при кинематическом возмущении	171
4.4.5. Сравнительный анализ специфических особенностей расширенной математической модели, политропной математической модели и традиционного метода расчёта пневмоамортизаторов	186
4.5. Выводы.....	203
5. Разработка конструкции и инженерного метода расчёта пневмоамортизатора с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения	207
5.1. Конструкция пневмоамортизатора с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения.....	208
5.2. Коррекция полной системы определяющих соотношений и порядка расчётов пневматического амортизатора с системой принудительного охлаждения	211
5.3. Динамика пневмоамортизатора при жёстком режиме нагружения.....	212
5.4. Выводы.....	217
Основные результаты и общие выводы	218
Библиографический список.....	220
Приложение. Конструкция экспериментального стенда для определения механических характеристик и параметров состояния пневматических элементов с воздушным демпфированием	230

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Повышение эффективности систем амортизации стационарных объектов и передвижных самоходных установок для транспортировки крупногабаритных изделий неразрывно связано с созданием новых и совершенствованием существующих конструкций амортизаторов, разработкой и уточнением инженерных методов расчёта, основанных на современных подходах к математическому моделированию протекающих механических и тепловых процессов. Одним из перспективных направлений развития средств демпфирования колебаний и ударов является широкое применение в системах амортизации пневматических элементов воздушного демпфирования с резинокордными оболочками, разработке конструкций и методов расчёта которых в настоящее время уделяется особое внимание. Пока же на практике пневматические элементы с резинокордными оболочками используются исключительно как пневмопружины, а для демпфирования колебаний применяются гидравлические амортизаторы. Основным фактором, сдерживающим использование пневматических элементов с резинокордными оболочками в качестве пневмоамортизаторов с воздушным демпфированием, не уступающих по своей эффективности гидравлическим амортизаторам с жидкостным демпфированием, является недостаточный уровень знаний о специфических особенностях теплового режима работы пневмоамортизаторов воздушного демпфирования, методах его (теплового режима) расчёта и технических средств обеспечения. Вследствие этого актуальность темы диссертации вытекает из необходимости дальнейшего развития теории систем амортизации, направленного на разработку методов расчёта и совершенствование конструкций пневматических элементов воздушного демпфирования с учётом характерных особенностей теплового режима работы, которым не уделялось должного внимания при исследованиях систем амортизации с пневматическими элементами.

Целью диссертационной работы является разработка методов расчёта и совершенствование конструкций пневматических элементов воздушного демпфирования с учётом характерных особенностей теплового режима работы, направленное на дальнейшее развитие теории систем амортизации, создание эффективных средств демпфирования колебаний и широкое внедрение в промышленность.

Для достижения цели были поставлены следующие **задачи исследования**:

1. Разработка и сравнительный анализ математических моделей пневматических элементов воздушного демпфирования (пневмоамортизаторов), отличающихся друг от друга методами описания процессов теплообмена с окружающей средой.
2. Исследование динамики нелинейных колебаний пневмоамортизатора для основных видов нагружения с детальным анализом особенностей температурного режима работы при разных алгоритмах управления клапаном, обеспечивающих эффект воздушного демпфирования.
3. Разработка конструктивной схемы и корректировка математической модели пневматического элемента с воздушным демпфированием и принудительной системой охлаждения рабочего тела (воздуха).
4. Определение зависимости показателя политропы от частоты и амплитуды установившихся колебаний пневмоамортизатора, используемой для построения силовой характеристики пневмоамортизатора традиционным методом аппроксимации индикаторных диаграмм условными политропами.
5. Установление явного вида функционала силовой характеристики пневмоамортизатора с выделением зависимостей для потенциальной и диссипативной составляющих усилия пневмоамортизатора при установившемся режиме работы.

Объект исследования: пневматические элементы воздушного демпфирования с системой принудительного охлаждения.

Предмет исследования: силовые характеристики и процессы изменения параметров состояния пневматических элементов с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения.

Методы исследования основаны на общепринятых положениях теории систем амортизации и теоретической механики с использованием аналитических и численных методов анализа нелинейных динамических систем, пакетов прикладных программ для ПЭВМ. При разработке математических моделей привлекаются методы технической термодинамики для политропных процессов и методы технической теории теплообменных аппаратов, в основе которой лежат законы Фурье и Ньютона-Рихмана.

Личный вклад автора. Постановка задач исследования (совместно с научным руководителем), построение математической модели пневмоэлемента воздушного демпфирования, разработка системы принудительного охлаждения воздуха, проведение численных расчётов, обработка и анализ результатов.

Первая глава содержит обзор конструкций пневматических элементов (пневмопружин и пневмоамортизаторов) и современных методов расчёта силовых характеристик, рабочего объёма и эффективной площади. Уделено внимание существующим методам расчёта поршневых компрессоров, рабочие процессы в которых имеют множество схожих черт с пневматическими элементами воздушного демпфирования. Кратко рассмотрены методы описания тепловых процессов, которые используются в технической теории теплообменных аппаратов. В конце главы сформулированы выводы, поставлены задачи дальнейшего исследования.

Во второй главе строится так называемая политропная математическая модель пневматических элементов с воздушным демпфированием, которая объединяет и обобщает в себе существующие методы расчёта пневмоамортизаторов, основанные на понятии политропного процесса. После обсуждения ряда общих положений механики сплошной среды и понятия политропного процесса формулируются упрощающие допущения, принятия которых достаточно для проведения инженерного расчёта параметров состояния пневмоэлемента с воздушным демпфированием. Вводится понятие структурного (внутреннего) параметра, характеризующего текущее состояние клапанного устройства пневмоамортизатора. Благодаря этому полная система определяющих соотношений разработанного расчётного метода позволяет единым образом описывать работу пневмоамортизатора по любым возможным алгоритмам (механического или электромагнитного) управления клапаном. В конце главы формулируются выводы.

В **третьей главе** исследуется нелинейная динамика свободных и вынужденных колебаний: динамика пневмоамортизатора при гармоническом законе изменения рабочего объёма, динамика одномассовой системы амортизации с пневмоамортизатором при кинематическом возбуждении колебаний, динамика затухающих свободных колебаний подрессоренной массы. Численные расчёты проведены для работы пневмоамортизатора по трём алгоритмам управления клапаном.

После анализа и обобщения полученных результатов рассмотрены условия существования установившегося режима работы пневмоэлементов с воздушным демпфированием. Строго доказано, что в рамках инженерной методики расчёта пневмоамортизаторов, в основе которой лежат положения технической термодинамики о политропных процессах, установившийся режим работы пневмоамортизаторов возможен только для изотермических процессов.

На примере так называемых пневмоамортизаторов с дискретной коммутацией объёмов (сокращённо ПА с ДКО), обеспечивающих наибольшую эффективность процесса демпфирования колебаний, детально изучены особенности функционала силовой характеристики при изотермическом режиме работы. Для установившихся колебаний получено явное аналитическое выражение для силовой характеристики ПА с ДКО, отдельно выделены потенциальная и диссипативная составляющие усилия на пневмоамортизаторе.

В выводах, формулируемых в конце главы, делается заключение, что для получения достоверных данных об основных (механических) и вспомогательных (тепловых) характеристиках пневмоэлементов с воздушным демпфированием необходима расширенная математическая модель, учитывающая реально протекающие физические процессы теплообмена с окружающей средой.

В **четвёртой главе** строится расширенная математическая модель пневматических элементов с воздушным демпфированием, которая во многом схожа с политропной математической моделью. Отличие состоит в описании процессов теплообмена на основании закона теплопроводности Фурье и закона теплоотдачи Ньютона-Рихмана. Указанное отличие существенным образом сказывается на результатах математического моделирования и виде полной системы определяющих

соотношений. Поэтому при формулировке основных положений расширенной математической модели использовалось независимое изложение материала, без ссылок на положения политропной математической модели.

Исследуется динамика нелинейных колебаний пневмоамортизатора при затухающих свободных колебаниях подрессоренной массы, при принудительном изменении рабочего объёма по гармоническому закону (жёсткий режим нагружения), при кинематическом возбуждении колебаний одномассовой системы амортизации с пневмоамортизатором (мягкий режим нагружения). Проводится сравнительный анализ результатов численных расчётов, получаемых по расширенной и политропной математическим моделям, а также традиционным методом расчёта пневмоамортизаторов, основанным на аппроксимации индикаторных диаграмм пневмоамортизатора условными политропами. Выявлен ряд специфических особенностей работы пневмоамортизаторов.

В выводах по главе особо отмечается необходимость разработки системы охлаждения рабочего тела (воздуха) пневмоамортизатора, обеспечивающей работоспособность и целостность резинокордной оболочки.

Пятая глава посвящена разработке и описанию конструкции пневмоамортизатора с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения. Внесены уточнения и поправки в разработанные математические модели пневмоамортизатора. Результаты численного исследования динамики пневмоамортизатора при жёстком режиме нагружения подтвердили рациональность предложенного технического решения, которое обеспечивает стабилизацию температурного режима работы, что подробно отражено в выводах по главе.

В заключение диссертационной работы приведены основные результаты и общие выводы, указан список использованных литературных источников. В приложении содержится техническое предложение по конструкции экспериментального стенда для определения механических характеристик и параметров состояния пневматических элементов с воздушным демпфированием.

Научная новизна работы:

1. Построена математическая модель пневматических элементов с воздушным демпфированием (пневмоамортизаторов) с привлечением двух альтернативных методов описания процессов теплообмена с окружающей средой: метода политропных процессов технической термодинамики (политропная математическая модель) и метода технической теории теплообмена, основанной на законах Фурье и Ньютона-Рихмана (расширенная математическая модель).
2. Предложен порядок проведения численных расчётов силовой характеристики и параметров состояния пневмоамортизаторов с учётом особенностей теплового режима работы для разных алгоритмов управления клапаном, обеспечивающих эффект воздушного демпфирования.
3. Разработан метод определения показателя политропы для процессов расширения и сжатия газа в пневмоамортизаторе в зависимости от частоты и амплитуды установившихся колебаний, основных конструктивных параметров.
4. Установлен явный вид функционала силовой характеристики пневмоамортизатора с выделением зависимости потенциальной и диссипативной составляющих усилия пневмоамортизатора при установившемся режиме его работы.

Достоверность полученных результатов обеспечивается строгим и обоснованным применением методов и общепринятых допущений теории систем амортизации, теоретической механики, механики сплошных сред, технической термодинамики и теплопередачи; адекватным использованием аналитических и численных методов анализа нелинейных динамических систем и прикладного программного обеспечения; согласованием с результатами исследований других авторов.

Практическая ценность работы:

- На примере пневмоамортизатора с резинокордной оболочкой модели Н-609 убедительно показано, что по эффективности гашения колебаний пневматические элементы с воздушным демпфированием не уступают гидравлическим амортизаторам с жидкостным демпфированием. Отличие проявляется в степени нагрева рабочего тела: при диссипации энергии в теплоту жидкость в гидроамортизаторе нагревается значительно меньше, чем газ в пневмоамортизаторе из-за большой разницы в плотности и удельной теплоёмкости.

- Предложено техническое решение проблемы охлаждения пневматических элементов с воздушным демпфированием, защищённое патентом РФ на полезную модель и обеспечивающее целостность и работоспособность резинокордной оболочки благодаря стабилизации температурного режима работы.
- Разработанный метод расчёта пневматических элементов с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения способствует их практическому внедрению и широкому применению в системах амортизации стационарных и передвижных объектов.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель по расчёту (на стадии проектирования) силовых характеристик и параметров состояния пневматических элементов с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения.
2. Порядок проведения численных расчётов, выводы сравнительного анализа и способы обобщения результатов компьютерного моделирования нелинейной динамики пневматических элементов с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения с резинокордной оболочкой модели Н-609.
3. Аналитическая зависимость силовой характеристики с выделением потенциальной и диссипативной составляющих усилия пневмоамортизатора с дискретной коммутацией объёмов при установившемся режиме его работы.

Апробация работы и публикации. Основные результаты работы были представлены на V Международной научно-технической конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства» (Омск, 2015 г.), на IX Всероссийской научной конференции «Проблемы разработки, изготовления и эксплуатации ракетно-космической техники и подготовки инженерных кадров для авиакосмической отрасли», посвященной памяти главного конструктора ПО «Полет» А.С. Клинышкова (Омск, 2015 г.), на VI Международной научно-технической конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства» (Омск, 2016 г.), на X Международной IEEE научно-технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин» (Омск, 2016 г.), на научно-техническом совете ФГУП «ФНПЦ «Прогресс» (г. Омск), на

межкафедральном научно-техническом семинаре по проблемам механики им. В.Д. Белого (ОмГТУ, рук. проф. П.Д. Балакин, проф. Ю.А. Бурьян).

По теме диссертации опубликовано 10 печатных работ, из них 3 научные статьи в журнале из перечня ВАК [48, 49, 50], 1 статья в издании *Procedia Engineering* (Elsevier Ltd), входящем в международную реферативную базу данных и систем цитирования Scopus [106], 1 патент РФ на полезную модель [68], 1 монография [52], 4 публикации в материалах Международных и Всероссийских конференций [30, 31, 53, 54].

1. АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ И МЕТОДОВ РАСЧЁТА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Создание эффективных средств защиты от вибраций и ударов является одной из важных проблем современной техники, особенно в связи с непрерывно повышающимися требованиями к защитным устройствам. В этом плане пневматические амортизаторы с РКО относятся к числу перспективных конструкций, поскольку они имеют частоты собственных колебаний в пределах 1...3 Гц, что ниже минимальной частоты наиболее вероятных вибрационных воздействий. Это позволяет обеспечить весьма эффективную виброзащиту.

1.1. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ПНЕВМОПРУЖИН [69, 75, 83]

Из всех типов пневмопружины (пневморессор) – пневматических упругих элементов с резинокордными оболочками (РКО) – ранее других широкое применение получили пневмоэлементы с РКО баллонного типа. Поэтому они являются наиболее изученными. На рис. 1.1. показано устройство односекционного (одно-гофрового) пневмобаллона, а на рис. 1.2 – двухсекционного (двухгофрового) пневмобаллона. Применяются также трёх- и многосекционные пневмобаллоны.

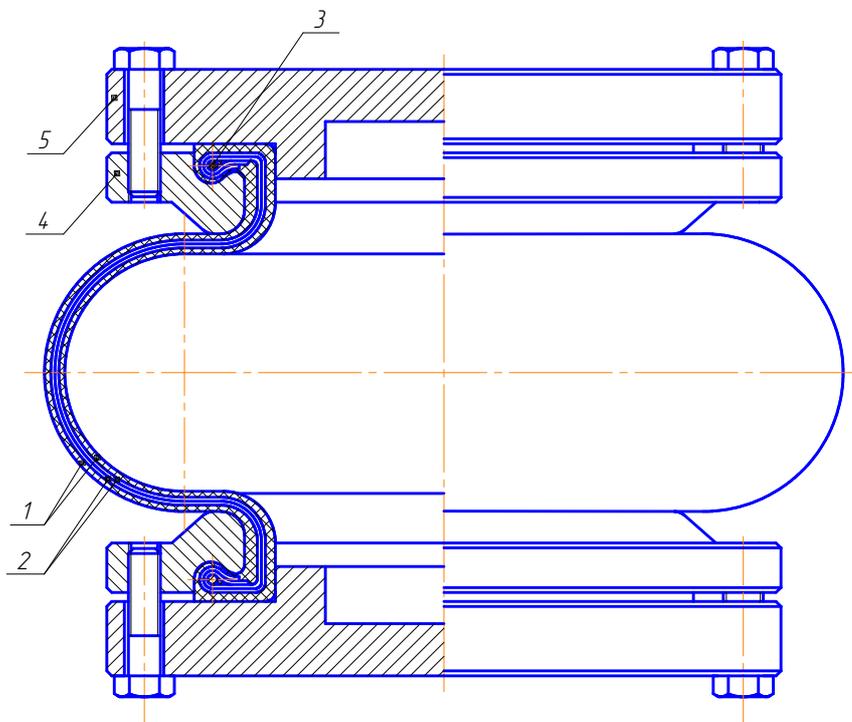


Рис. 1.1. Пневмопружина с одногофровой РКО баллонного типа:

- 1 – резина; 2 – слои корда; 3 – кольцо бортовое проволочное;
4, 5 – фланцы прижимные

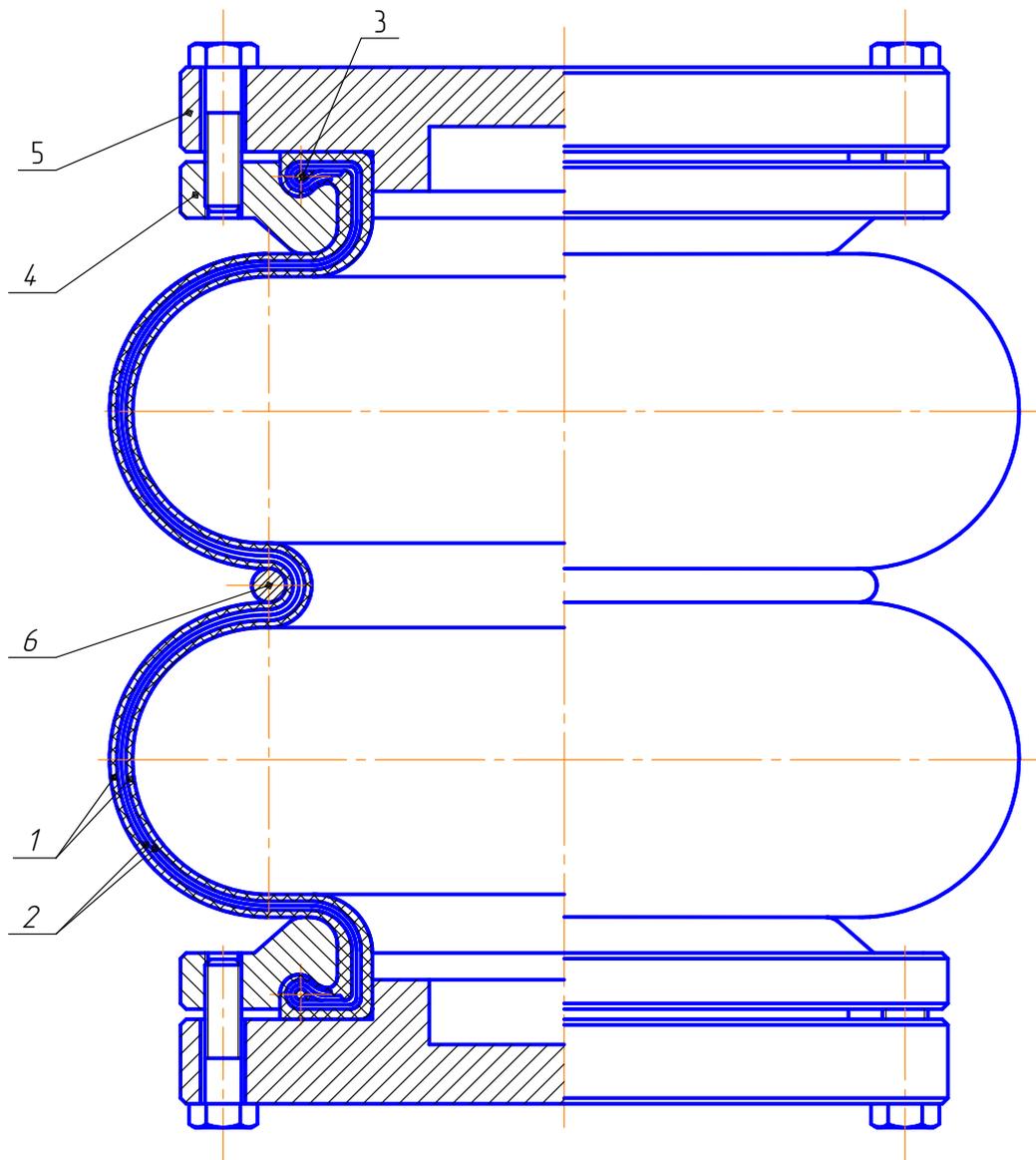


Рис. 1.2. Пневмопружина с двухгофровой РКО баллонного типа:
 1 – резина; 2 – слой корда; 3 – кольцо бортовое проволочное;
 4, 5 – фланцы прижимные, 6 – стяжное кольцо

Резинокордная оболочка пневмобаллона состоит из нескольких слоёв прорезиненной кордной ткани (каркаса), внутреннего герметизирующего и внешнего защитного (покровного) слоя резины. В качестве материала ткани обычно используется полиамидное волокно (нейлон, капрон). В большинстве случаев число слоёв корда равно двум и лишь редко четырём. Резины применяются как на основе натурального каучука, так и на основе синтетического. Внутренний слой резины должен быть не только воздухонепроницаемым, но и маслостойким, так как возможно случайное попадание масла в пневмобаллон из системы пневмопитания.

Внешний слой должен хорошо сопротивляться воздействию масла, бензина, солнечных лучей, озона. Для внешнего слоя часто используют неопрен. Общая толщина оболочки составляет обычно 3...5 мм. Оболочка имеет как сверху, так и снизу борт со стальным проволочным кольцом, причём слои корда завёртывают вокруг кольца. Кольцо делается из проволоки большого диаметра или многих свитых тонких проволочек. Иногда проволочные бортовые кольца отсутствуют, и слои корда завёртывают вокруг сердечника из резины высокой твёрдости.

В ряде случаев толщина оболочки неодинакова по её меридиану: наименьшую толщину оболочка имеет по поверхности большого диаметра, наибольшую – у стягивающего и прижимных колец. Под стягивающим кольцом иногда закладывают дополнительную ленту кордной ткани для повышения её долговечности.

Увеличение грузоподъёмности пневмоэлементов баллонного типа неизменно связано с увеличением габаритных размеров и, в первую очередь, наружного диаметра. Для автотранспортных средств это нежелательно, так как при этом уменьшается рессорная колея и снижается устойчивость автомобиля. Для увеличения эффективной площади без уменьшения рессорной колеи на автомобилях и полуприцепах большой грузоподъёмности применяют продолговатые пневмобаллоны, или так называемые пневмоэлементы подушечного типа (рис. 1.3).

Существенное преимущество пневмоэлементов подушечного типа заключается в том, что вертикальные нагрузки, передающиеся подвеской на раму (лонжероны) автомобиля, равномерно распределяются по большой длине, что значительно облегчает условия работы рамы. По долговечности пневмоэлементы подушечного типа не уступают пневмоэлементам баллонного типа. Большая грузоподъёмность и относительная компактность конструкции обеспечили распространение элементов подушечного типа на тягачах, прицепах и полуприцепах большой грузоподъёмности, несмотря на относительную сложность изготовления и значительное потребление резины и корда, повышенную жёсткость и более высокую собственную частоту подвески.

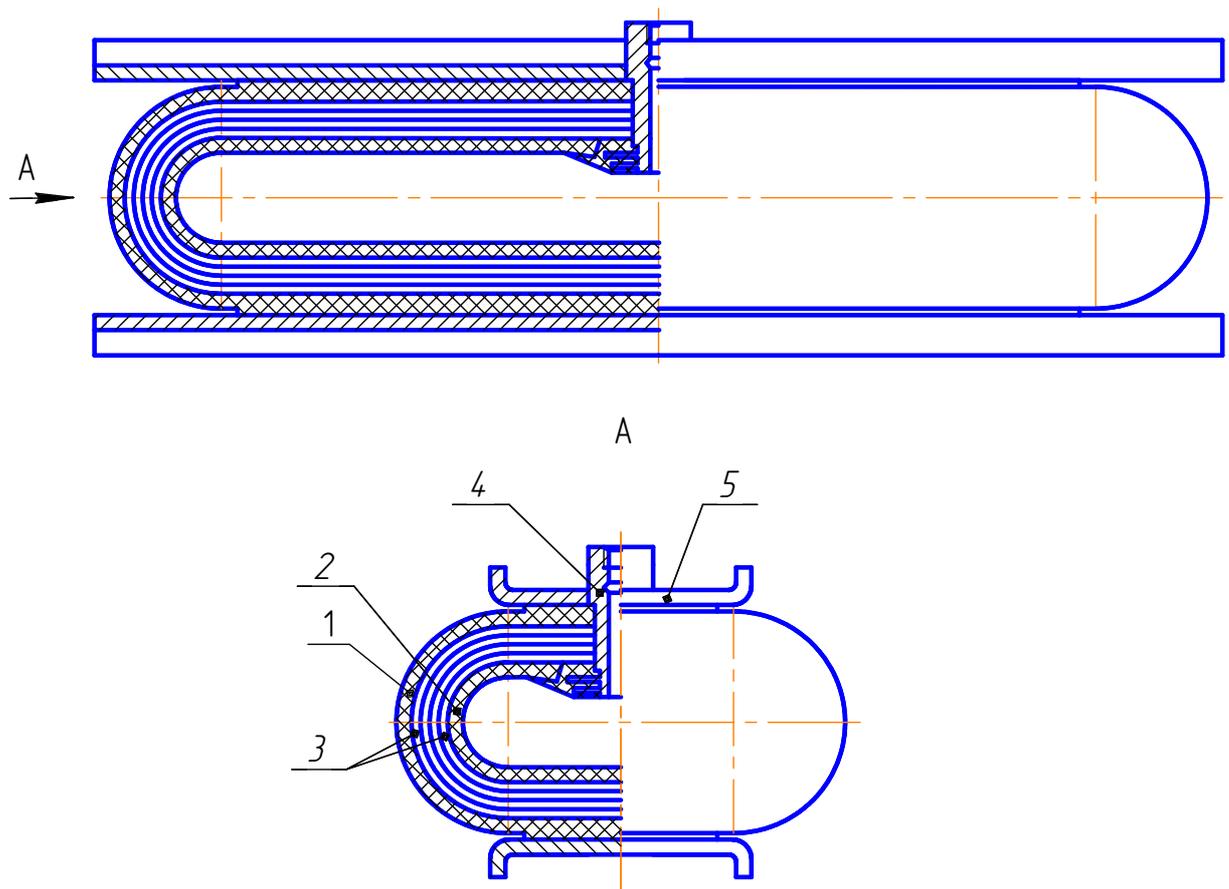


Рис. 1.3. Пневмопружина с РКО подушечного типа:

- 1 – покровная резина; 2 – резиновый гермослой;
- 3 – слои корда; 4 – вентиль; 5 – металлоарматура

Жесткость пневмоэлемента баллонного типа всегда выше жёсткости пневмопружины поршневого типа при одних и тех же значениях внутреннего давления газа и величине рабочего объёма, т.е. силовая характеристика оболочки является более прогрессивной. Такая прогрессивность силовой характеристики объясняется тем, что на всём диапазоне ходов (прогиба) происходит непрерывное увеличение эффективной площади в процессе сжатия оболочки, и восстанавливающая сила растёт значительно быстрее, чем давление в оболочке. Данного недостатка лишены упругие пневмоэлементы диафрагменного типа (рис. 1.4, рис. 1.5).

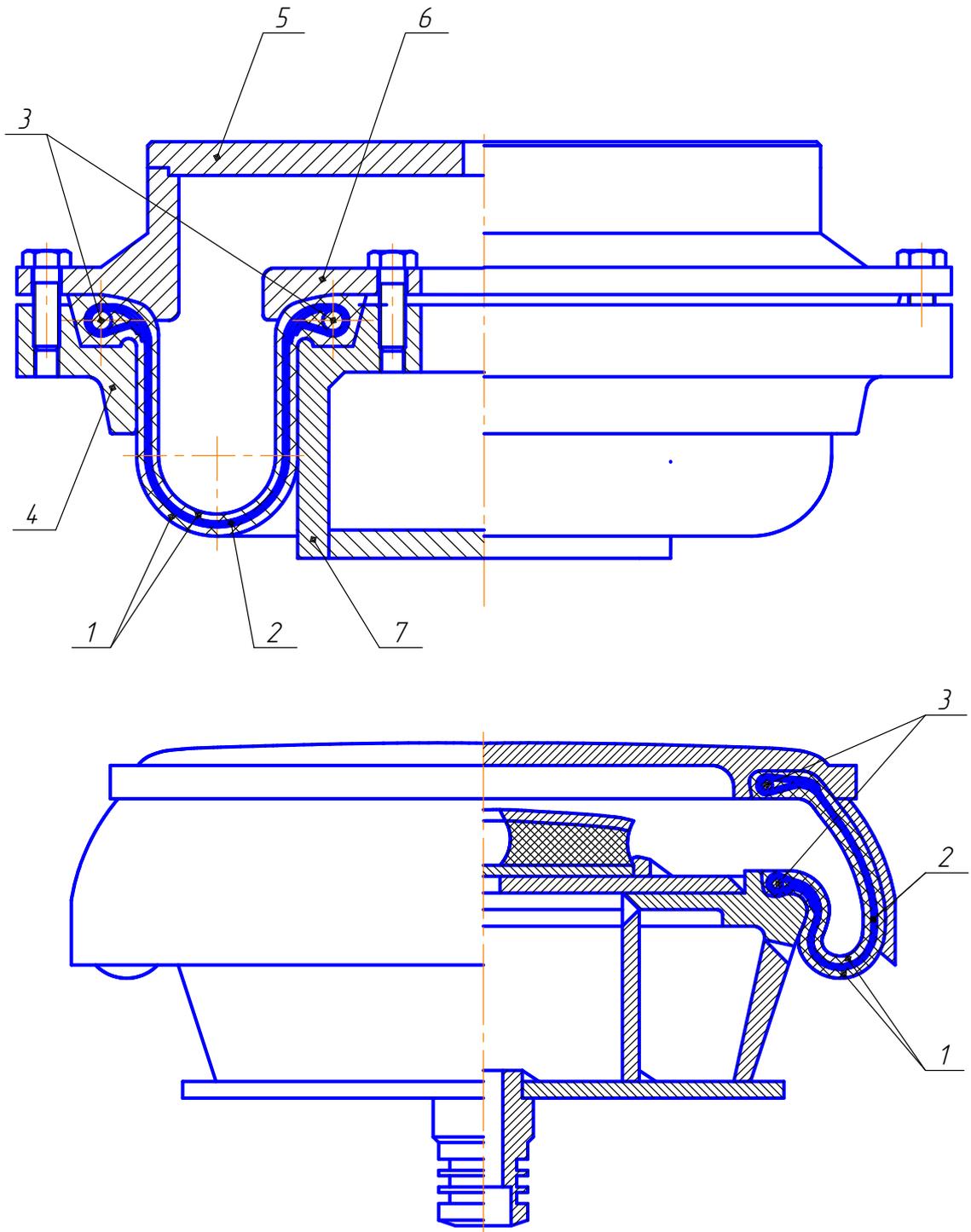


Рис. 1.4. Пневмопружина с РКО диафрагменного типа:

1 – резина; 2 – слои корда; 3 – кольцо бортовое;

4, 5, 6 – фланцы прижимные; 7 – основание

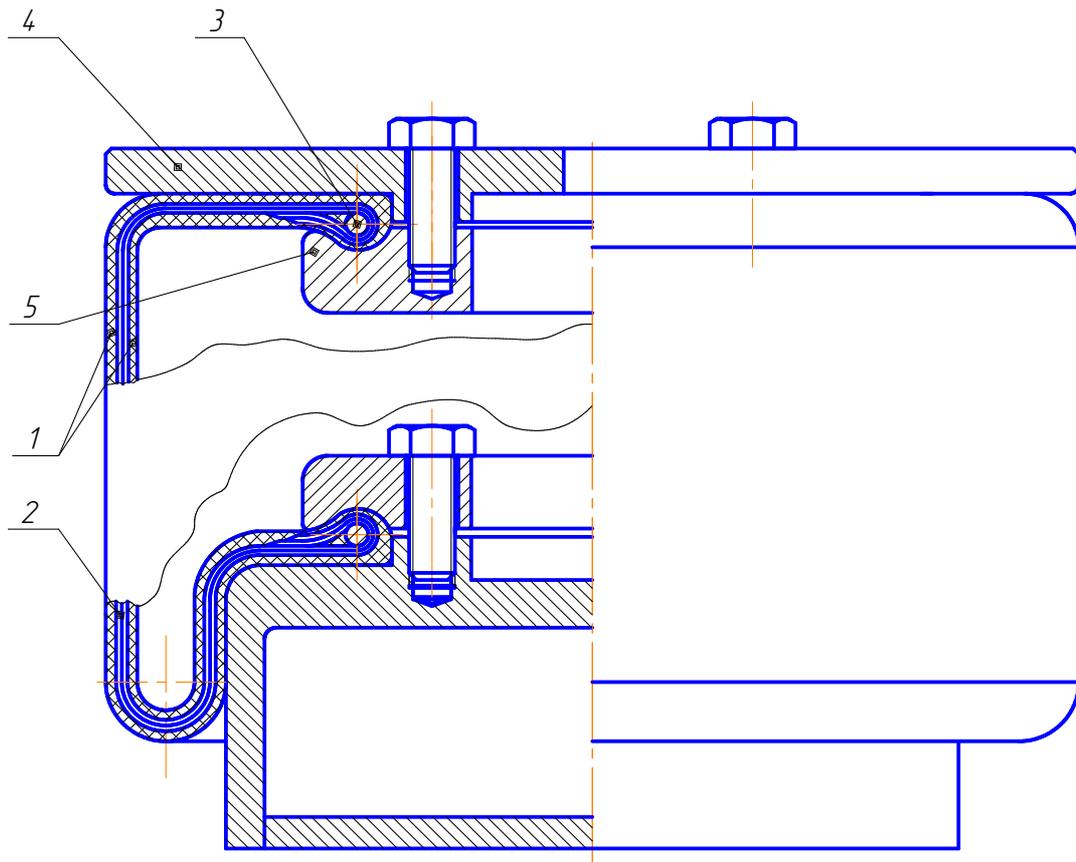


Рис. 1.5. Пневмопружина с РКО рукавного типа:

- 1 – резина; 2 – каркас кордный; 3 – кольцо бортовое;
4, 5 – фланцы прижимные

Пневматические упругие элементы с РКО диафрагменного типа нашли практическое применение в автомобильных подвесках позже, чем пневмоэлементы с РКО баллонного типа. Основная причина появления диафрагменных упругих элементов заключалась в стремлении применить пневматическую подвеску на легковых автомобилях. Баллонные упругие элементы для этой цели малопригодны, так как они не допускают снижения собственной частоты колебаний подвески ниже 1,25 Гц и требуют больших дополнительных резервуаров, трудно размещаемых в малом пространстве. Кроме того, конструктивно и технологически трудно получить баллонные упругие элементы малого диаметра при сохранении того же хода и тех же статических прогибов, что для элементов большого диаметра. Поэтому минимальный внешний диаметр пневмобаллонов, применяемых в настоящее время, составляет около 200 мм, что также создаёт затруднения при их ком-

поновке в подвеске. Диафрагменные упругие элементы обеспечивают более низкие частоты, могут быть выполнены очень малых диаметров и для них требуются меньшие резервуары. Их можно применять не только на легковых, но и на грузовых автомобилях и автобусах. При этом в результате уменьшения или полного устранения дополнительных резервуаров заметно снижается вес, уменьшается расход воздуха при регулировании высоты кузова и, следовательно, снижается нагрузка компрессора.

На рис. 1.6 показаны схемы устройства различных типов диафрагменных пневматических упругих элементов.

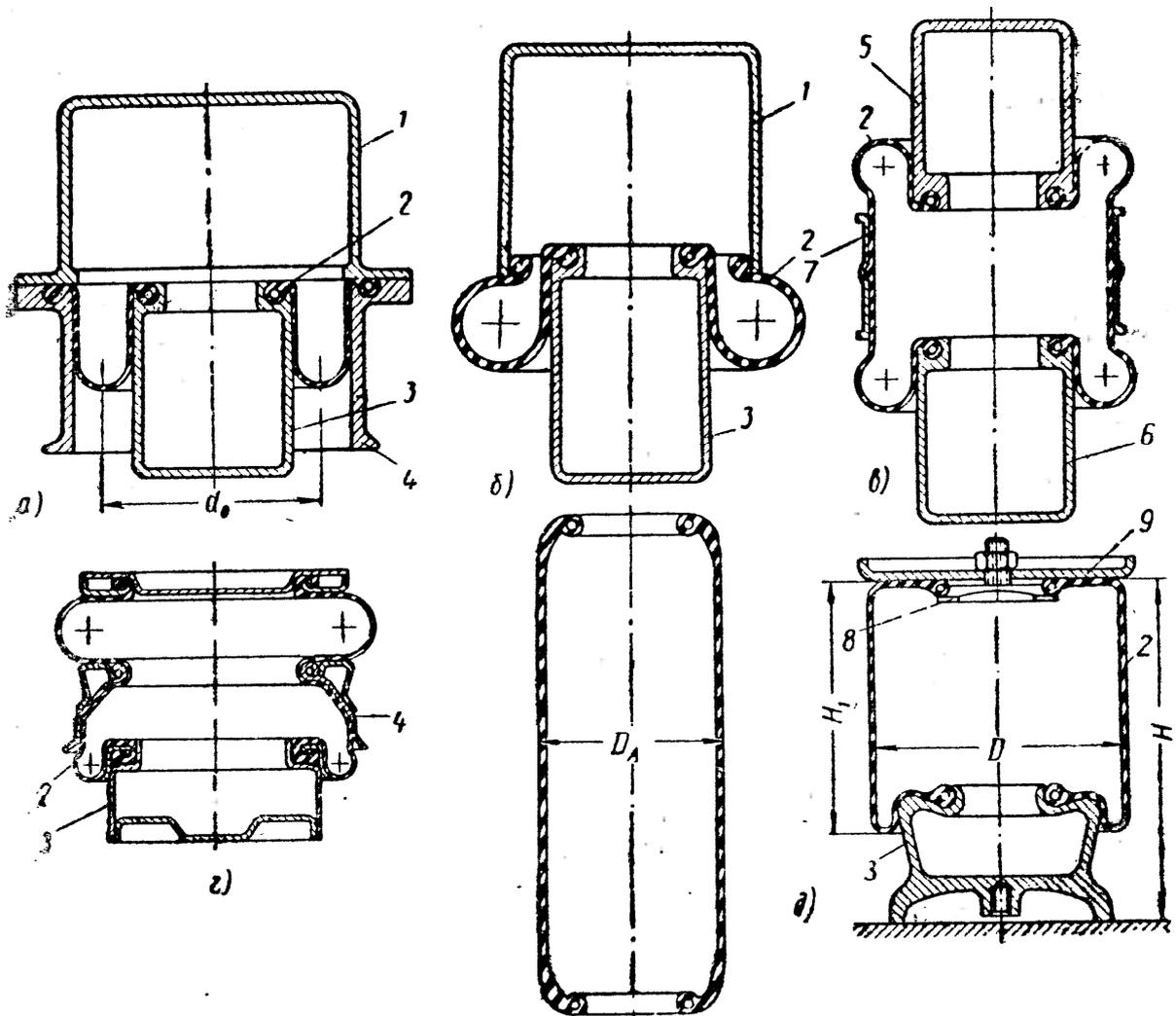


Рис. 1.6. Типы пневмопружин с РКО диафрагменного типа:

- а* – пневмоэлемент с направляющей; *б* – пневмоэлемент без направляющей;
- в* – двойной пневмоэлемент; *г* – комбинированный пневмоэлемент;
- д* – диафрагменный пневмоэлемент рукавного типа

Диафрагменный упругий элемент с направляющей (рис. 1.6, а) состоит из жёсткого корпуса 1, резинокордной диафрагмы 2, поршня 3 и направляющей 4. Обычно корпус крепится на подрессоренной части автомобиля, а шток поршня – на неподрессоренной. При перемещении поршня происходит «перекатывание» диафрагмы в зазоре между поршнем и направляющей, вызывающее сжатие воздуха в корпусе упругого элемента.

Диафрагменный упругий элемент без направляющей (рис. 1.6, б) состоит из корпуса 1, резинокордной оболочки 2 и поршня 3. Внешней направляющей для оболочки в этом случае нет, и она под действием внутреннего давления воздуха в пневмоэлементе принимает равновесную форму, подобно тому, как это происходит в баллонных упругих элементах.

В двойном диафрагменном упругом элементе (рис. 1.6, в) резинокордная оболочка 2 крепится к верхнему поршню 5 и к нижнему поршню 6. Средняя её часть стягивается широкой стальной обоймой 7, препятствующей расширению оболочки под действием давления воздуха. При работе подвески деформируется как верхняя, так и нижняя части оболочки, связанные с поршнями 5, 6.

РКО комбинированного упругого элемента (рис. 1.6, г) представляет собой сочетание РКО элементов баллонного и диафрагменного типа. Форма резинокордной оболочки 2 в верхней её половине соответствует обычному пневмобаллону. В нижней части оболочка крепится к поршню 3 и работает так же, как в диафрагменном упругом элементе. Направляющая 4 выполнена как одно целое со стягивающим кольцом.

Диафрагменный упругий элемент рукавного типа показан на рис. 1.6, д. Он состоит из поршня 3, опорного фланца 9 и зажимного кольца 8, резинокордной оболочки 2 (слева на рис. 1.6, д изображена РКО в свободном состоянии). При подкачке воздуха в собранный упругий элемент диаметр оболочки первоначально резко возрастает. Затем после достижения определённой величины диаметр оболочки остаётся близким к постоянному. При работе упругого элемента поршень входит внутрь рукава и происходит «заворачивание» оболочки.

Если вместо цилиндрических (рис. 1.6, а) применить фасонные направляющие для диафрагмы (рис. 1.7), то эффективная площадь пневмоэлемента уже не будет постоянной величиной при ходе поршня, поскольку диаметр d_0 (рис. 1.6, а) при сжатии элемента изменяется. Так, даже небольшой конусности достаточно (рис. 1.7), чтобы устранить нежелательную в зоне нормальных ходов прогрессивность силовой характеристики. Увеличивая конусность, можно добиться уменьшения эффективной площади. Выбирая профиль направляющих, можно получить конструкцию, жёсткость которой в определённом интервале перемещений достаточно мала, тогда как при дальнейшем возрастании нагрузки (увеличения прогиба) она резко возрастает. В этом случае отсутствует опасность поломки упоров.

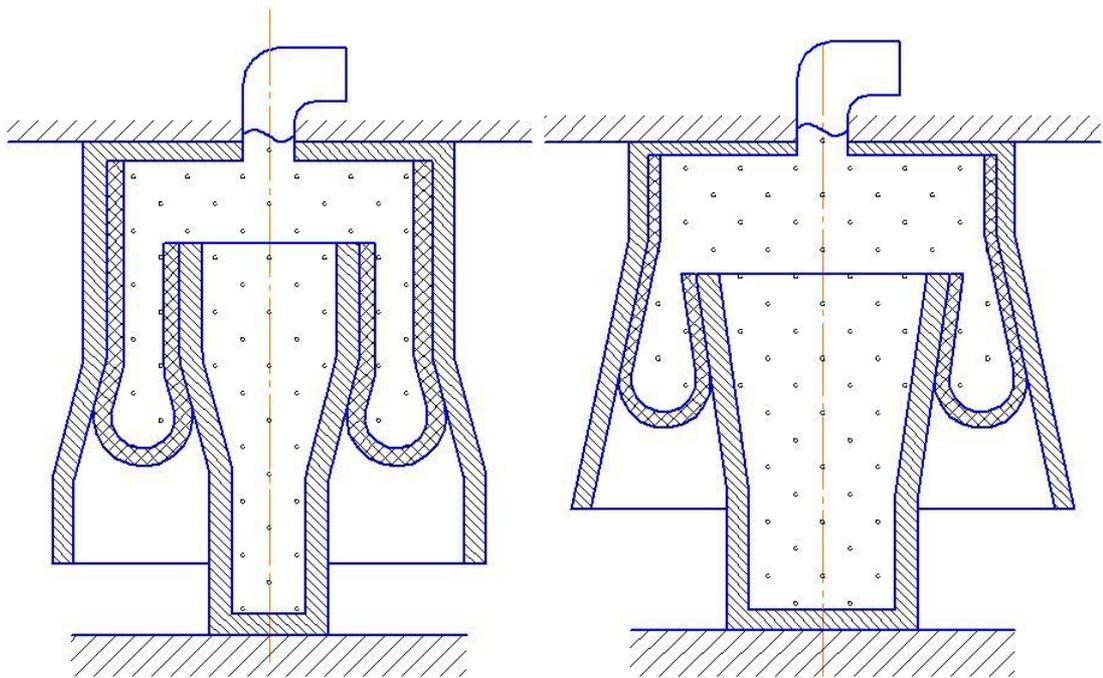


Рис. 1.7. Разные способы влияния на изменение эффективной площади оболочки

Низкие частоты собственных колебаний, компактность конструкции и лёгкость монтажа обеспечили широкое распространение диафрагменных пневматических рессор на автотранспортных средствах малой и большой грузоподъёмности, а также в системах амортизации стационарных объектов.

К недостаткам упругих пневмоэлементов диафрагменного типа следует отнести повышенные требования к прочности резинкордной ткани, так как вследствие большого изгиба оболочки при одинаковых прочих условиях долговечность диафрагмы меньше, чем у пневмобаллонов.

1.2. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРОВ

Пневматические упругие элементы имеют, как правило, очень низкие демпфирующие свойства. Для гашения колебаний кроме упругих элементов в подвесках автотранспортных средств и системах амортизации стационарных объектов предусмотрены демпферы (амортизаторы), предназначенные для диссипации механической энергии колебаний в теплоту. В автомобилестроении обычно используются гидравлические демпферы, выполненные в виде телескопических амортизаторов. Наряду с этим разрабатываются конструкции пневматических амортизаторов, в которых осуществляется воздушное демпфирование посредством специальных дроссельных и (или) клапанных устройств [8, 28, 38, 66, 72, 77, 90, 101].

Эффективность известных конструкций демпфирующих устройств и систем амортизации, действие которых основано на дросселировании воздуха, оценивают различно. Прежде всего, отмечается, что достигнуть существенного повышения демпфирующих свойств пневматической подвески за счёт дросселирования воздушного потока практически невозможно [8]. Исключение делается для упругих пневмоэлементов подушечного типа, в которых при определённых условиях можно достичь больших расходов воздуха через дроссель, чтобы обеспечить необходимое затухание с помощью дросселирования воздушного потока. При этом, как отмечается в [104], происходит нагрев воздуха, что является одной из основных причин того, почему воздушное демпфирование до сих пор не применяется в подвесках автотранспортных средств, несмотря на выгодное отличие пневмоамортизаторов от гидроамортизаторов:

- эффективное гашение низкочастотных колебаний подрессоренной массы без их усиления в резонансной зоне;
- повышенная эффективность гашения низкочастотных колебаний с увеличением амплитуды кинематического воздействия;
- высокая адаптация к изменению величины подрессоренной массы.

Поэтому в настоящее время основное внимание уделяется разработке конструкций и методов расчёта пневмоамортизаторов (пневматических упругодемпфи-

рующих элементов), в которых воздушное демпфирование происходит за счёт выравнивания давления и плотности при смешении газов (воздуха), находящихся в рабочем и дополнительном объёмах пневмоэлемента, при срабатывании специальных клапанных устройств в определённых положениях амортизируемого объекта [8, 28, 38, 66, 72, 77, 90, 101].

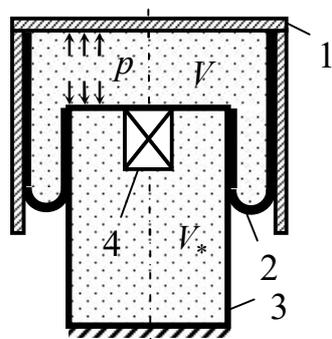


Рис. 1.8. Типовая схема пневмоамортизатора

Типовая конструкция пневмоамортизатора на базе упругого пневмоэлемента диафрагменного типа состоит из крышки 1, резинокордной оболочки 2, плунжера 3, клапанного устройства 4 (рис. 1.8). Внутренняя полость плунжера 3 образует дополнительный объём V_* . Полость, заключённая между крышкой 1, резинокордной оболочкой 2 и плунжером 3, образует рабочий объём V .

При движении корпуса 1 относительно плунжера 3 рабочий объём V изменяется за счёт перекачивания резинокордной оболочки 2 по боковым поверхностям корпуса 1 и плунжера 3, которые в общем случае могут быть криволинейными (на рис. 1.8 показан один из простейших вариантов). Клапанное устройство (клапан) 4, имеющее специальное (механическое или электромагнитное) управление, служит для сообщения (разобщения) рабочего и дополнительного объёмов в определённых положениях относительного движения корпуса 1 и плунжера 3. При включении клапана 4 газ практически без сопротивления перетекает из одного объёма в другой, благодаря чему происходит выравнивание давления и плотности газа, обеспечивающее эффект воздушного демпфирования.

Алгоритм управления клапаном 4 может быть организован по-разному. Зачастую реализуется алгоритм, приводящий к четырёхугольной петле гистерезиса (рис. 1.9, а), когда клапан 4 включается в тех положениях, в которых направление относительного движения корпуса 1 и плунжера 3 меняется на противоположное [38, 101]. Через некоторый промежуток времени (малый по сравнению с периодом колебаний, но достаточный для выравнивания давления и плотности) клапан 4 выключается, разобщая рабочий и дополнительный объёмы.

По второму алгоритму, приводящему к треугольной петле гистерезиса (рис. 1.9, б), клапан 4 включается в начале хода сжатия и выключается в его конце (или другими словами, включается в конце хода отбоя и выключается в начале следующего хода отбоя) [8].

По третьему алгоритму, приводящему к петле гистерезиса в форме «бабочки» (рис. 1.9, в), клапан 4 включается при прохождении фиксированного (обычно среднего) положения корпуса 1 относительно плунжера 3 и выключается в момент смены направления относительного движения корпуса 1 и плунжера 3 на противоположное [28].

Возможны и многие другие алгоритмы (механического, электромагнитного и т.п.) управления клапаном [72].

Рабочие $p - V$ диаграммы, соответствующие указанным трём алгоритмам управления клапаном, представлены на рис. 1.9. При их построении режим работы пневмоэлемента полагался установившемся (при периодическом изменении рабочего объёма V между своими минимальным и максимальным значениями индикаторные диаграммы замкнутые), а время выравнивания давления после включения клапана – пренебрежимо малым.

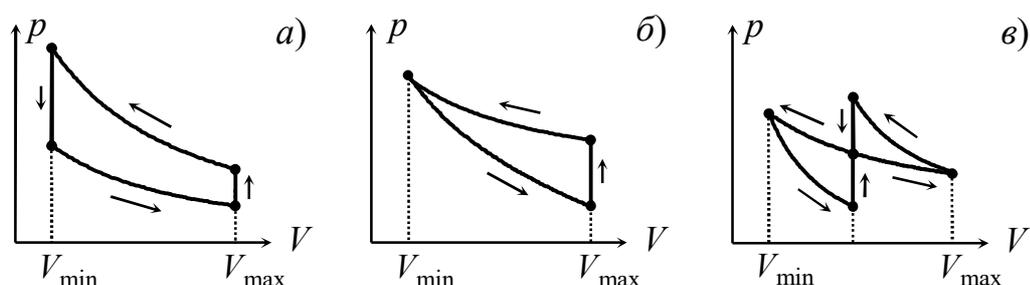


Рис. 1.9. Рабочие диаграммы пневмоамортизатора, соответствующие алгоритмам управления клапаном: *a* – по четырёхугольной петле гистерезиса; *б* – по треугольной петле гистерезиса; *в* – по петле гистерезиса в форме «бабочки»

Площадь петли гистерезиса (рис. 1.9) определяет количество энергии, диссипатируемой за один период колебаний. При установившемся режиме работы пневмоэлемента выделяющаяся теплота отводится в окружающую среду. Очевидно, что в случае адиабатической изоляции пневмоэлемента установившийся ре-

жим существовать не может. Поэтому когда ставится цель по разработке упруго-демпфирующих пневмоэлементов, не уступающих по эффективности демпфирования гидравлическим амортизаторам, тогда требуется достаточно полное исследование не только силового, но и теплового режима работы пневмоэлемента.

Опишем подробнее конструктивные схемы пневмоамортизаторов, работающих по указанным трём алгоритмам управления клапаном.

Первым рассмотрим работу пневматического амортизатора с управлением по четырёхугольной петле гистерезиса [67], который (рис. 1.10) содержит резинокордную оболочку 1 с крышкой 2, которые образуют основную рабочую полость 3, дополнительную емкость 4, расположенную между ними перегородку 5 с клапанным устройством 6 и систему управления клапаном 7.

Клапанное устройство (рис. 1.11) включает направляющий цилиндр 8, перемещающийся внутри его полости возвратно-поступательно запорный клапан 9 в виде поршня, имеющего с его обеих сторон направляющие магнетопроводящие сердечники 10 и 11, снабженные возвратными пружинами 12, и крышку 13 клапанного устройства. В верхней части внутри цилиндра 8 и в крышке 13 клапанного устройства 6 установлены обмотки 14 и 15 электромагнитов импульсного втяжного действия, внутри которых перемещаются сердечники 10 и 11 и установлены пружины 12. В торце направляющего цилиндра 8 и на крышке клапанного устройства 13 смонтированы эластичные обратные клапаны 16 и 17. Цилиндр 8 имеет осевые отверстия 18, а в стенке его выполнены осевые каналы 19, связывающие основную рабочую полость 3 пневматической подвески с полостью цилиндра 8 и перекрываемые запорным клапаном 9 на ходе сжатия. В крышке клапанного устройства 13 выполнены осевые отверстия 20. В стенке цилиндра 8 выполнены перепускные радиальные отверстия 21, расположенные в одной плоскости и перекрываемые запорным клапаном 9 на ходе отбоя. Осевые отверстия 18 и 20 перекрываются эластичными обратными клапанами 16 и 17.

Система управления клапаном (рис. 1.12) содержит преобразователь перемещения 22 объекта амортизации, формирователь 23 сигнала скорости объекта, блок разделения управления 24, блоки управления ключами 25 и 26, силовые ключи 27 и 28 для подключения обмоток электромагнитов 14 и 15 к источнику питания. Преобразователь перемещения 22 объекта соединен с формирователем сигнала скорости 23 объекта, который, в свою очередь, соединен с блоком разделения управления 24. Выходы блока 24 соединены с входами блоков управления

25 и 26 силовыми ключами 27 и 28, а выходы блоков 25 и 26 соединены с управляющими входами силовых ключей 27 и 28.

Пневмоамортизатор работает следующим образом. На ходе сжатия (точка "а" на упругодемпфирующей характеристике, рис. 1.13) сигнал с преобразователя перемещения 22, преобразованный элементами 23, 24, 26 системы управления, подается на силовой ключ 28, включающий электромагнит 15, и запорный клапан 9 перекрывает осевые и радиальные отверстия 19 и 20 клапанного устройства. Давление в рабочем объеме пневмоамортизатора возрастает (кривая а-б). В точке "b" начинается ход отбоя и электромагнит 15 обесточивается. Запорный клапан 9 примет нейтральное положение за счет действия возвратных пружин 12 и газ через отверстия 19, 20 и обратный клапан 17 переходит из рабочего объема в дополнительный объём (кривая б-с). В точке "с" давление в объемах пневмоамортизатора выравнивается. В начале хода отбоя сигнал с преобразователя перемещения 22, преобразованный элементами 23, 24, 25 системы управления, подается на силовой ключ 27, включающий электромагнит 14, и запорный клапан 9 перекрывает осевые и радиальные отверстия 18, 21 клапанного устройства. На ходе отбоя давление в рабочем объеме пневмоамортизатора резко уменьшается (кривая с-д). В точке "d" начинается очередной ход сжатия и электромагнит 14 обесточивается. Запорный клапан 9 примет нейтральное положение за счет действия возвратных пружин 12 и газ через отверстия 18, 21 и обратный клапан 16 перетекает из дополнительного объема в рабочий объем (кривая d-а). В точке "а" давление в объемах выравнивается.

Как подразумевается в [67] и явно указывается в [101], упругодемпфирующая характеристика (кривая а-б-с-d-а на рис. 1.13) повторяется от цикла к циклу, что соответствует установившемуся режиму работы пневмоамортизатора.

Площадь петли гистерезиса на силовой характеристике (рис. 1.13) отражает величину поглощенной энергии пневмоамортизатором за один период колебания объекта. Считается, что предложенная конструктивная схема пневмоамортизатора с электродинамическим клапаном и его система управления удовлетворяют требованиям высокого быстродействия и обеспечивают быстрое выравнивание давлений в емкостях подвески в начале каждого хода сжатия и отбоя, исключают аккумуляцию энергии как в рабочей полости 3, так и дополнительной емкости 4, уменьшают относительные ходы амортизируемого объекта. Всё это позволяет повысить демпфирующие свойства и эффективность работы пневмоамортизатора.

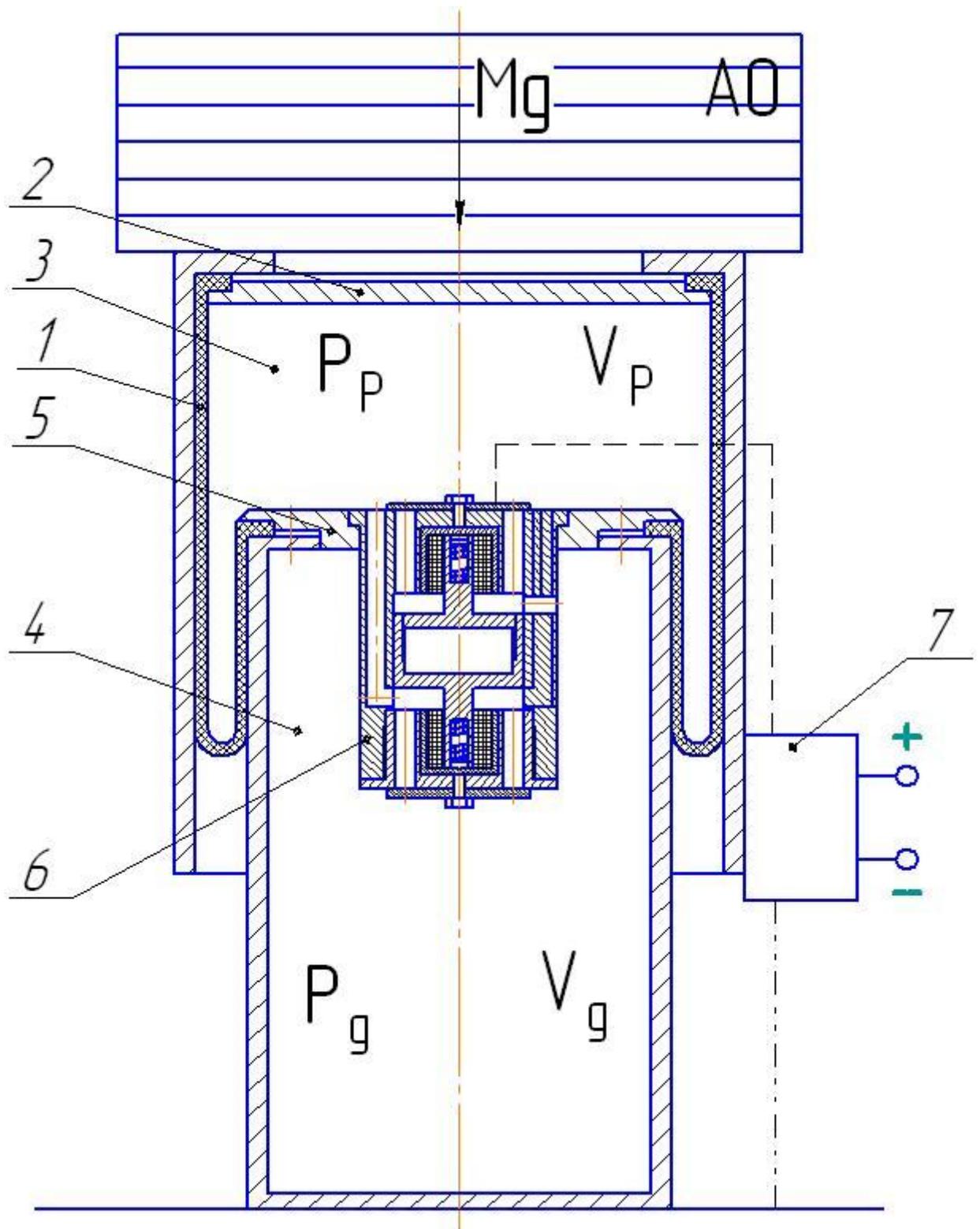


Рис. 1.10. Конструктивная схема диафрагменного пневмоамортизатора с электромагнитным управлением по четырёхугольной петле гистерезиса [67]:

- 1 – резинокордная оболочка; 2 – крышка; 3 – рабочая полость;
 4 – дополнительная емкость; 5 – перегородка; 6 – клапанное устройство;
 7 – система управления клапаном

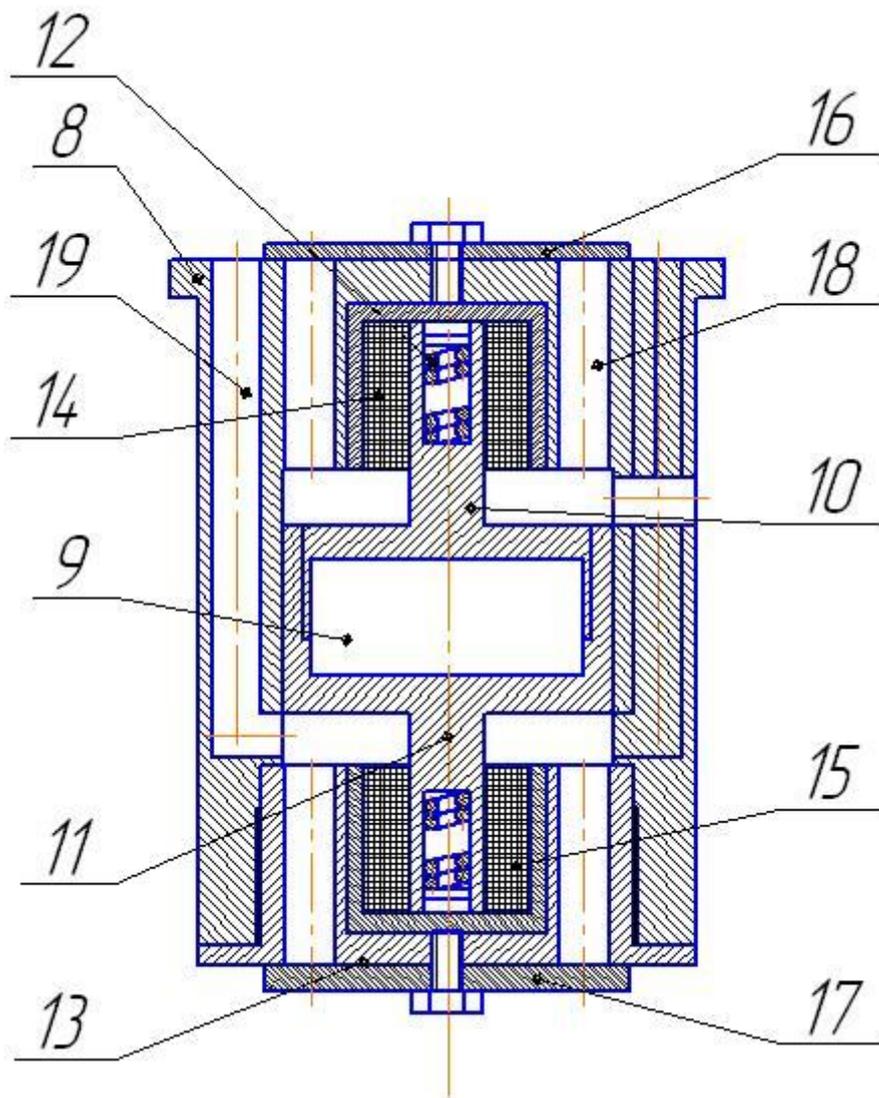


Рис. 1.11. Конструктивная схема электродинамического клапана [67]:

- 8 – направляющий цилиндр; 9 – запорный клапан;
- 10, 11 – направляющие магнитопроводящие сердечники;
- 12 – возвратные пружины; 13 – крышка клапанного устройства;
- 14, 15 – обмотки электромагнитов импульсного втяжного действия;
- 16, 17 – эластичные обратные клапаны; 18, 20 – осевые отверстия;
- 19 – осевые каналы; 21 – перепускные радиальные отверстия

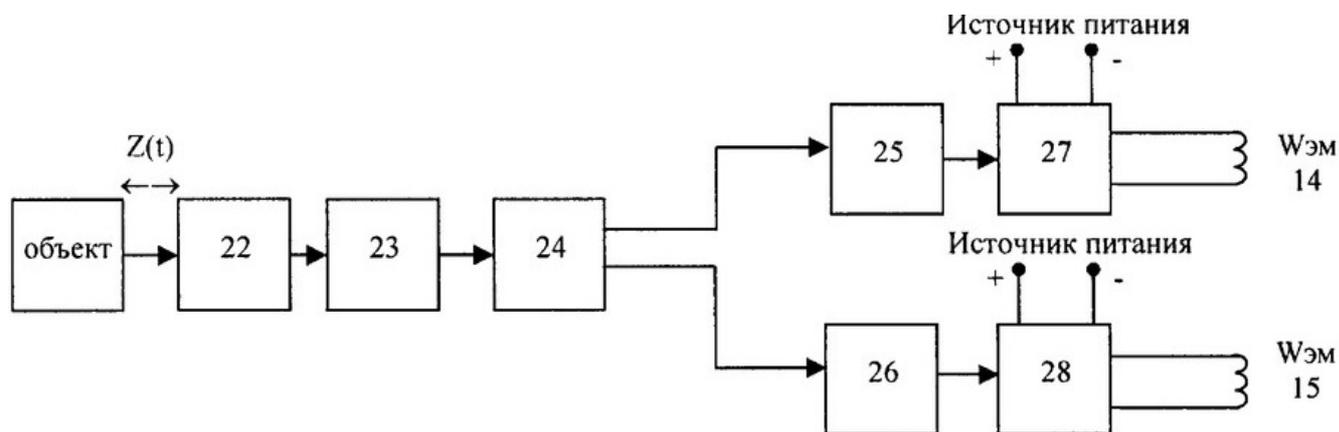


Рис. 1.12. Структурная схема системы управления клапаном [67]:

22 – преобразователь перемещения объекта амортизации;
 23 – формирователь сигнала скорости объекта; 24 – блок разделения управления;
 25, 26 – блоки управления ключами; 27, 28 – силовые ключи для подключения обмоток электромагнитов 14, 15 (см. рис. 1.11)

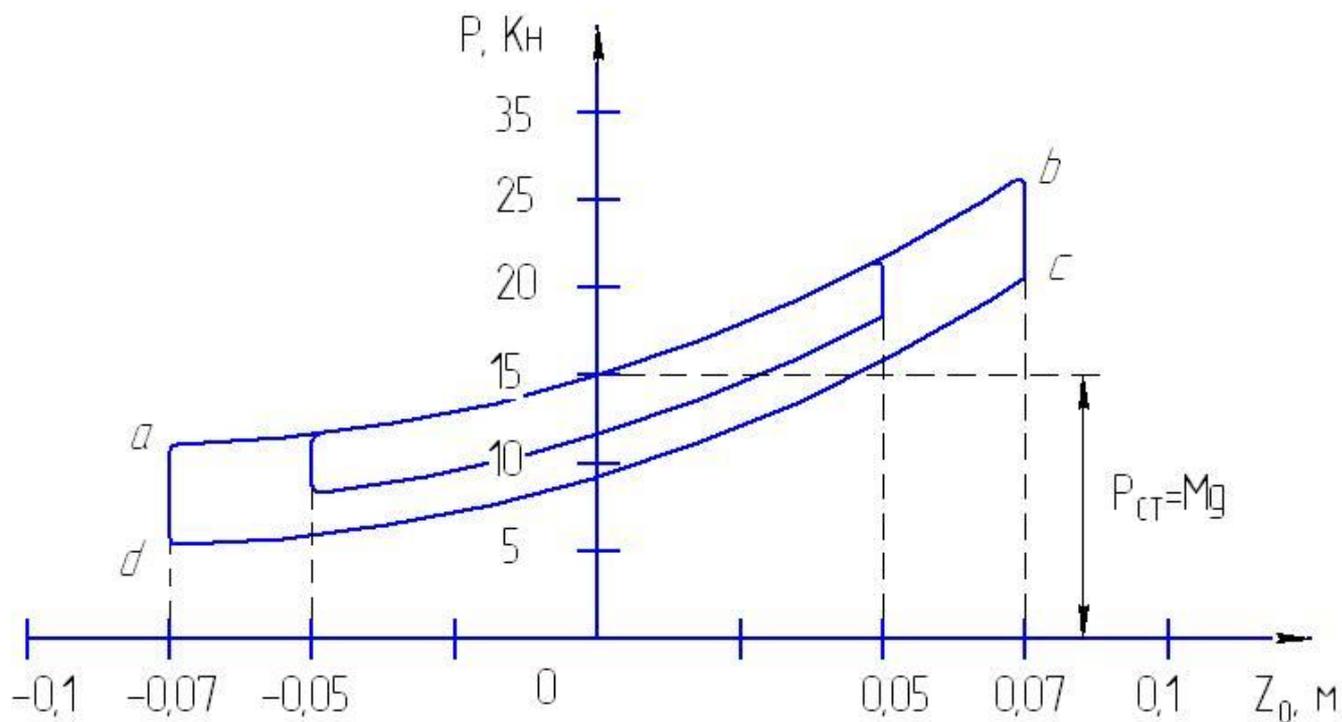


Рис. 1.13. Уругодемпфирующая характеристика пневмоамортизатора при установившемся режиме работы [67]

На рис. 1.14 показана исторически первая схема конструкции пневматического амортизатора с механическим управлением по треугольной петле гистерезиса [8]. Клапанное устройство пневмоамортизатора состоит из корпуса 1, крышки-цилиндра 2, трубчатого поршня-клапана 3, жёстко связанного посредством

штока и шайбы с диафрагмой 5, в которой помещаются выравнивающий 4 и компенсационный 6 клапаны. Внутри корпуса на направляющей опоре 8 помещается пружина 7. В верхней части крышки-цилиндра выполнены окна, соединяющие полости *A* и *B* между собой. Выше окон в крышке-цилиндре имеется внутренний уплотнительный буртик. Следящее устройство демпфера представляет собой образованную корпусом и диафрагмой пневматическую камеру *C*, снабжённую выравнивающим и компенсационным клапанами.

В статическом состоянии поршень-клапан, поддерживаемый пружиной в крайнем верхнем положении, разобщает полости *A* и *B*. Давление воздуха в полостях *A*, *B*, *C* практически одинаковое. Выравнивающий и компенсационный клапаны закрыты. С началом хода сжатия давление в полости *A* нарастает, диафрагма постепенно прогибается, увлекая за собой поршень-клапан, окна в верхней части цилиндра открываются и воздух из полости *A* переменного объёма перетекает в полость *B* постоянного объёма. В полости *C* пневматической камеры вследствие некоторого уменьшения объёма (из-за прогиба диафрагмы) давление воздуха также увеличивается, однако значительно медленнее, чем полости *A*. По достижении заданного перепада давления воздуха компенсационный клапан начинает пропускать воздух из полости *B* в полость *C*. До конца хода сжатия поршень остаётся в крайнем нижнем положении, окна в верхней части цилиндра открыты.

С началом хода отбоя давление воздуха в полостях *A* и *B* снижается (окна в верхней части цилиндра некоторое время остаются открытыми) и становится таким же, как давление воздуха в полости *C*, поршень-клапан под действием пружины перемещается вверх и закрывает окна в верхней части цилиндра. С этого момента сжатый воздух, находящийся в полости *B*, в работе отбоя не участвует. Отбой происходит при пониженной восстанавливающей силе упругого элемента. Наличие выравнивающего клапана позволяет сохранить равенство давления воздуха в полостях *A* и *C* в течение всего хода отбоя. В начале очередного хода сжатия окна цилиндра открываются, давление воздуха в полостях *A* и *B* быстро выравнивается и упругость элемента восстанавливается. В дальнейшем процесс повторяется.

Характерная особенность описанного воздушного демпфера – использование в качестве основного клапана почти полностью уравновешенного трубчатого поршня, для открывания которого не требуется большое усилие. Основным недостатком конструкции, как и всех клапанов с механическим управлением, заключается в наличии пары трения *трубчатый поршень – цилиндр*.

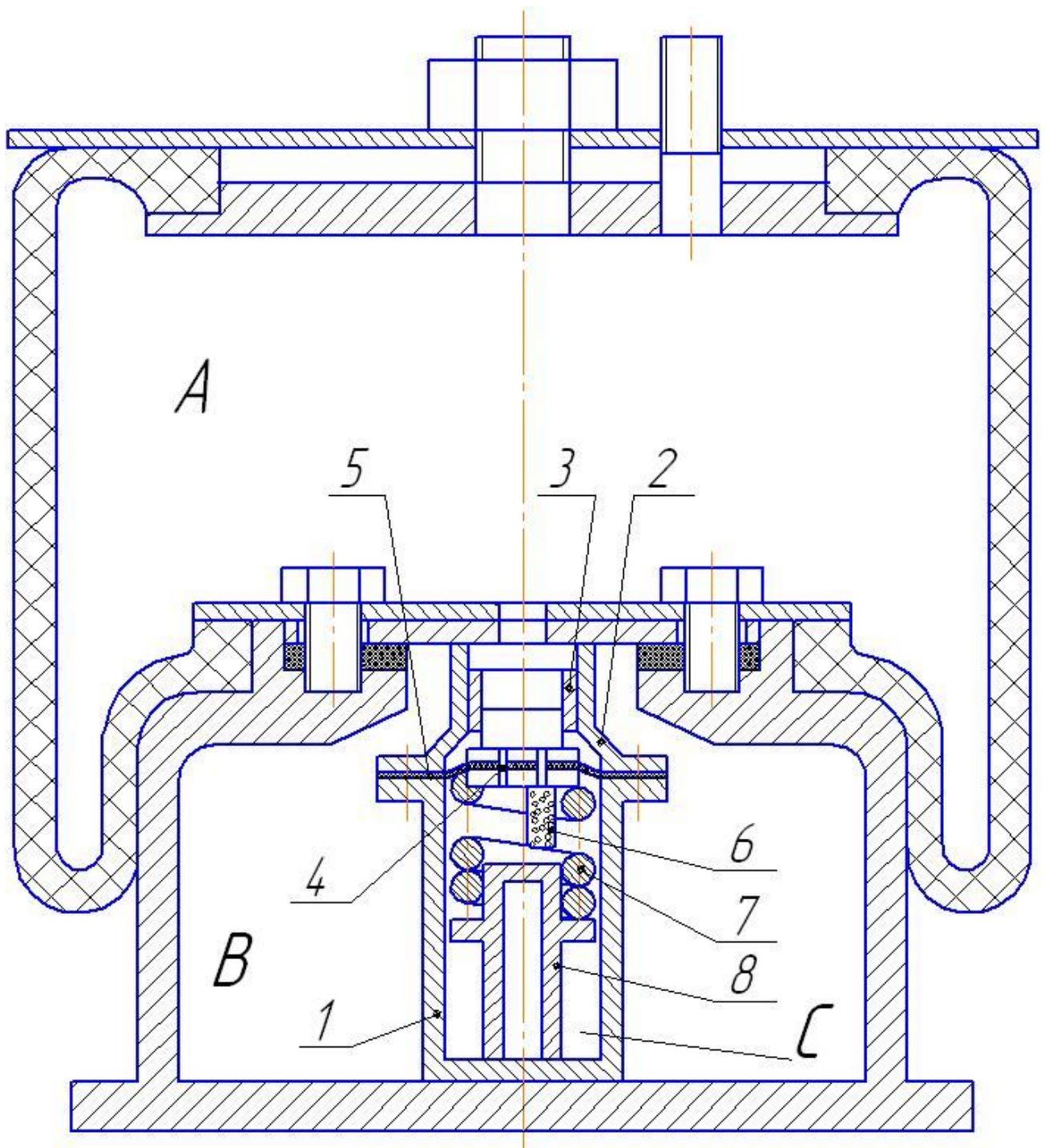


Рис. 1.14. Конструктивная схема рукавного пневматического амортизатора с механическим управлением по треугольной петле гистерезиса [8]:

- 1 – корпус; 2 – крышка-цилиндр; 3 – трубчатый поршень-клапан;
 4 – выравнивающий клапан; 5 – диафрагма;
 6 – компенсационный клапан; 7 – пружина; 8 – направляющая опора
A, B, C – пневматические камеры (полости)

Один из первых вариантов рукавного пневмоэлемента с механически управляемым демпфером, реализующим динамическую силовую характеристику в виде «бабочки», показан на рис. 1.15 [66]. На ходе сжатия пневмоамортизатора (пневморессоры) от среднего положения, показанного на рис. 1.15, происходит одновременное увеличение давлений в надпоршневой и поршневой полостях, так как обратный клапан 10 при этом открыт. Это соответствует участку I на диаграмме (рис. 1.16). При последующем ходе растяжения происходит уменьшение давления только в надпоршневой полости, поскольку обратный клапан 10 при этом закрыт. Это соответствует участку II на диаграмме (рис. 1.16). В среднем положении происходит выравнивание давлений в надпоршневой и поршневой полостях через обратный клапан 9. При дальнейшем растяжении пневморессоры происходит одновременное уменьшение давлений в надпоршневой и поршневой полостях, так как обратный клапан 9 при этом открыт. Это соответствует участку III на диаграмме (рис. 1.16). При последующем ходе сжатия происходит увеличение давления только в надпоршневой полости, так как обратный клапан 9 при этом закрыт. Это соответствует участку IV на диаграмме (рис. 1.16). В среднем положении происходит выравнивание давлений в надпоршневой и поршневой полостях через обратный клапан 10. В результате реализуется динамическая силовая характеристика в виде «бабочки», которая в дальнейшем повторяется, если режим работы пневмоамортизатора является установившимся.

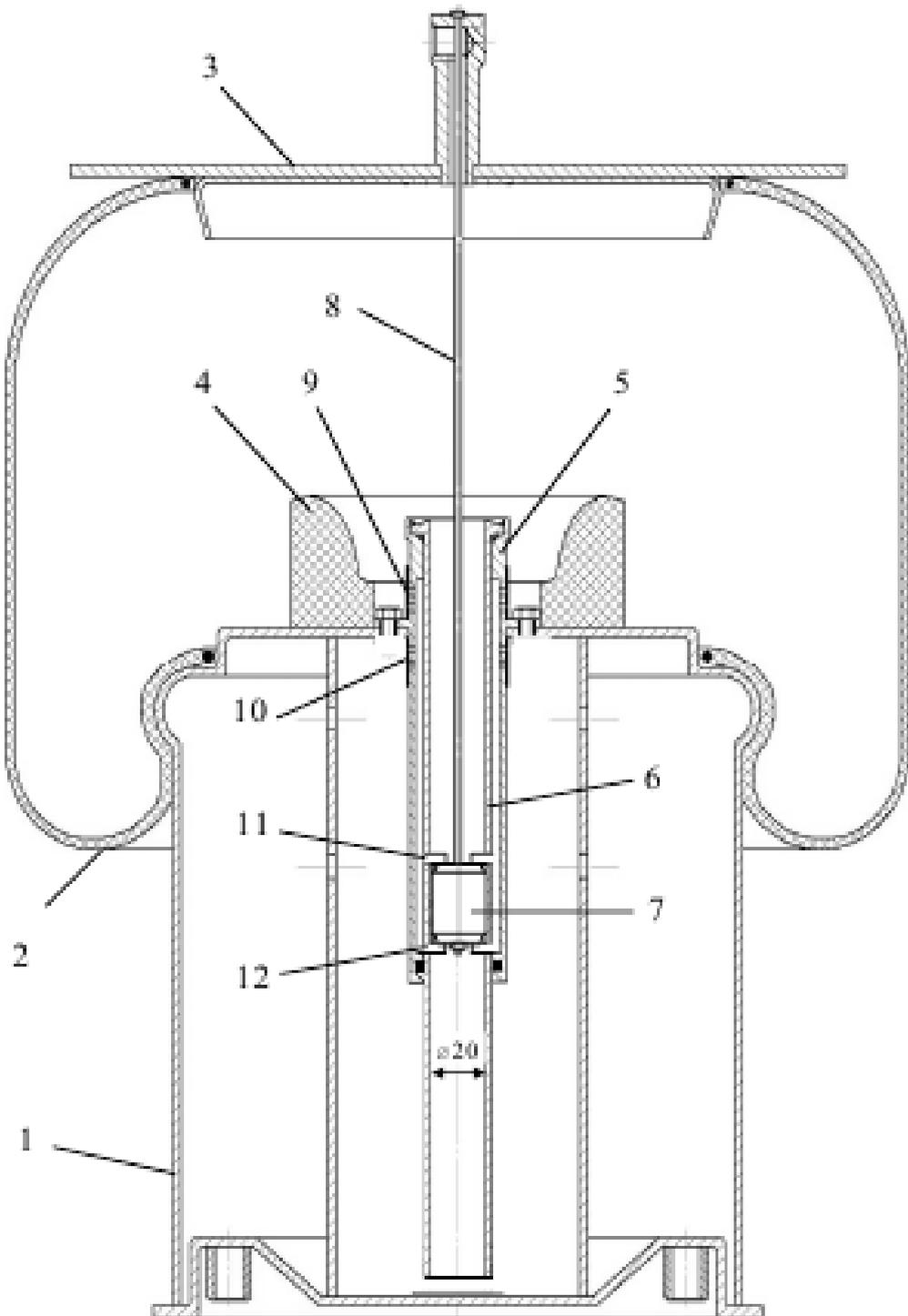


Рис. 1.15. Конструктивная схема рукавного пневматического амортизатора с механическим управлением по петле гистерезиса в форме бабочки [66]:

- 1 – удлиненный полый поршень; 2 – резинкордная оболочка;
- 3 – верхняя крышка; 4 – буфер; 5 – корпус демпфера; 6 – гильза;
- 7 – поршень из фторопласта-4; 8 – упругий стержень;
- 9, 10 – верхний и нижний обратные клапаны (эластичные ниппели);
- 11, 12 – верхний и нижний радиальные каналы

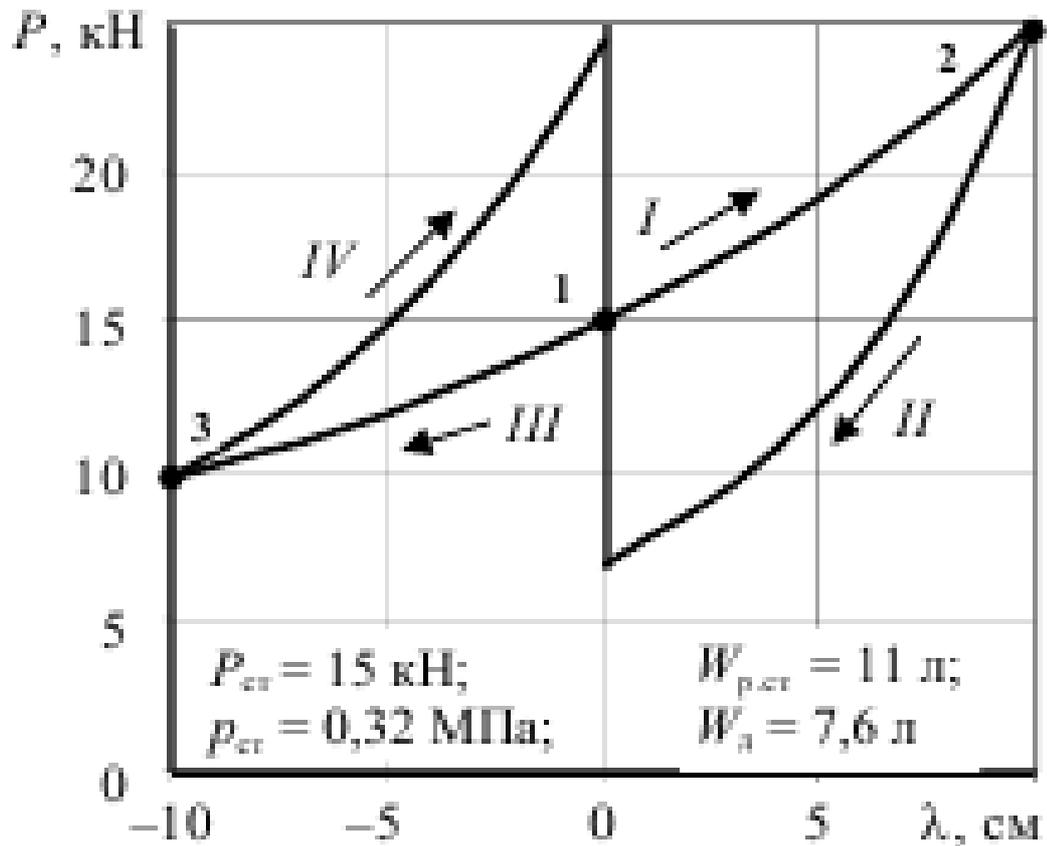


Рис. 1.16. Расчётная динамическая силовая характеристика пневмоамортизатора в виде «бабочки» [28]:

статическая нагрузка $P_{ст} = 15$ кН; статическое давление $p_{ст} = 0.32$ МПа;

эффективная площадь $F_э = P_{ст} / (p_{ст} - p_{атм}) = 681.8$ см²;

рабочий объём в положении статического равновесия $V_0 \equiv W_{р.ст} = 11$ л;

дополнительный объём $V_* \equiv W_д = 7.6$ л;

расчётные формулы – $P = (p - p_{атм})F_э$, $\lambda = (V_0 - V)/F_э$;

1 – среднее положение (положение статического равновесия);

2 – крайнее (амплитудное) положение при сжатии;

3 – крайнее (амплитудное) положение при растяжении

1.3. СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К МАТЕМАТИЧЕСКОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Расчету и проектированию пневмоамортизаторов на базе резинокордных конструкций различного типа посвящено большое количество работ. Так, например, в работах [14, 17] рассмотрена возможность применения безмоментной теории сетчатых оболочек к расчету пневматических амортизаторов и шин (см. также [83]). Большой вклад в теорию и практику расчётов систем амортизации с пневмоэлементами воздушного демпфирования внесли отечественные научные школы [65, 77, 86-90], [34-45], [2-6, 25, 26, 93-102].

1.3.1. Метод расчёта силовых характеристик пневматических элементов

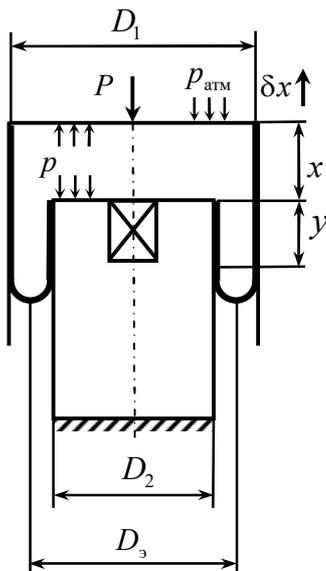


Рис. 1.17. Расчётная схема пневмоамортизатора

Силовую характеристику пневмоэлемента с РКО можно рассчитать разными способами [8, 69, 75]. Воспользуемся принципом виртуальных перемещений [7, 10, 15, 16, 21, 46, 59, 61]. При равновесии пневмоамортизатора (ПА) сумма работ внешних и внутренних сил на любом виртуальном перемещении равна нулю:

$$\delta A^{\text{ext}} + \delta A^{\text{int}} = 0 .$$

При виртуальном перемещении δx (рис. 1.17) суммарный объём ПА $V_{\Sigma} = V + V_*$ получает приращение

$$\delta V_{\Sigma} = \delta V + \delta V_* = \delta V ,$$

где V , V_* – величины рабочего и дополнительного объёмов соответственно. На данном перемещении работа внешних сил $\delta A^{\text{ext}} = -P\delta x - p_{\text{атм}}\delta V$, если пренебречь действием сил тяжести (обычно массы подвижных частей ПА приводятся к массе амортизируемого объекта). Если считать РКО нерастяжимой и абсолютно гибкой, то работа внутренних сил $\delta A^{\text{int}} = p\delta V$ вне зависимости от того, является клапанная коробка закрытой или открытой (в любом случае под p следует понимать абсолютное дав-

ление газа в рабочем объёме ПА). В итоге будем иметь

$$\delta A^{\text{ext}} + \delta A^{\text{int}} = -P\delta x - p_{\text{атм}}\delta V + p\delta V = 0 \Rightarrow P = (p - p_{\text{атм}})dV/dx.$$

Величина

$$F_{\text{э}} = dV/dx \quad (1.3.1)$$

называется эффективной площадью ПА. Поэтому усилие, создаваемое ПА, равно

$$P = (p - p_{\text{атм}})F_{\text{э}}. \quad (1.3.2)$$

Как правило, при расчёте рабочих характеристик упругих пневмоэлементов (пневмопружин) изменение давления газа p описывается уравнением политропы [8, 69, 73, 75]

$$pV^n = \text{const}, \quad (1.3.3)$$

где V – объём газа. Показатель политропы n зависит от скорости протекания процесса. Если сжатие газа происходит достаточно медленно (квазистатическое приложение нагрузки), процесс можно считать изотермическим и $n=1$. При динамическом приложении нагрузки, которое в действительности имеет место при колебаниях, показатель политропы возрастает. Максимальное его значение соответствует адиабатическому процессу. Поэтому $1 \leq n \leq k$ [69, 75], где k – показатель адиабаты, который для двухатомных газов, в том числе для воздуха, может быть принят равным 1.4.

Рабочие характеристики упругодемпфирующих пневмоэлементов (пневмоамортизаторов) строятся следующим образом [77, 89, 90]. Через точку $O(V_0, p_0)$, отвечающую положению статического равновесия амортизируемого объекта, проводится политропа AC (рис. 1.18)

$$p = p_0 \left(\frac{V_0 + V_*}{V + V_*} \right)^n, \quad (1.3.4)$$

которая соответствует работе пневмоамортизатора с открытым клапаном (рабочий V и дополнительный V_* объёмы сообщены между собой). Точкам A, C соответствуют значения рабочего объёма V_A, V_C , которые имеет пневмоамортизатор в амплитудных положениях амортизируемого объекта при смене направления

движения. При этом согласно (1.3.4)

$$p_A = p_0 \left(\frac{V_0 + V_*}{V_A + V_*} \right)^n, \quad p_C = p_0 \left(\frac{V_0 + V_*}{V_C + V_*} \right)^n. \quad (1.3.5)$$

При алгоритме управления клапаном по четырёхугольной петле гистерезиса (рис. 1.18, а) через точки A , C проводятся политропы

$$p = p_A \left(\frac{V_A}{V} \right)^n, \quad p = p_C \left(\frac{V_C}{V} \right)^n, \quad (1.3.6)$$

которые соответствуют работе пневмоамортизатора с закрытым клапаном (рабочий V и дополнительный V_* объёмы разобщены между собой). В результате получается замкнутая петля гистерезиса, если режим колебаний амортизируемого объекта является установившимся.

Аналогичным образом строятся рабочие характеристики пневмоамортизатора при алгоритме управления клапаном по треугольной петле гистерезиса (рис. 1.18, б) и по петле гистерезиса в форме бабочки (рис. 1.18, в).

В настоящее время описанный метод построения рабочих характеристик пневмоамортизатора является традиционным. Он позволяет рассчитывать динамические процессы колебаний амортизируемого объекта, строить амплитудно-частотные характеристики рассматриваемой системы амортизации, давать сравнительную оценку эффективности демпфирующих свойств пневмоамортизаторов воздушного демпфирования разных конструкций, осуществлять поиск оптимальных алгоритмов коммутации полостей. По площади петли гистерезиса традиционный метод расчёта позволяет определять количество диссипатируемой энергии за один цикл колебаний. Однако, используя указанный метод, нельзя определить, какая часть диссипатируемой энергии идёт на нагрев рабочего тела (воздуха) пневмоамортизатора, а какая часть отводится в окружающую среду.

Учёт влияния теплообменных процессов на работу пневмоамортизатора является важным и актуальным. Ведь нагрев рабочего тела вызывает смещение положения статического равновесия амортизируемого объекта (роста координаты x на рис. 1.17), а также изменение рабочей характеристики пневмоамортизатора вследствие формул (1.3.4)-(1.3.6). Всё это необходимо принимать во внимание при анализе нелинейных колебаний исследуемой системы амортизации. В случае неблагоприятных условий работы нагрев рабочего тела может привести к выходу из строя РКО амортизатора за счёт превышения допустимого значения температуры. Поэтому следующим этапом в развитии методов расчёта пневмоамортизаторов воздушного демпфирования является обоснованное и достаточно полное описание протекающих тепловых процессов.

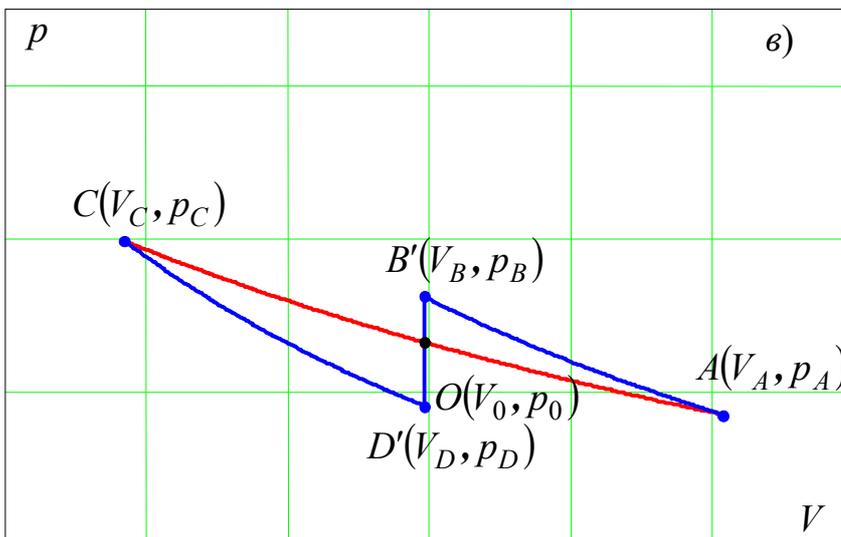
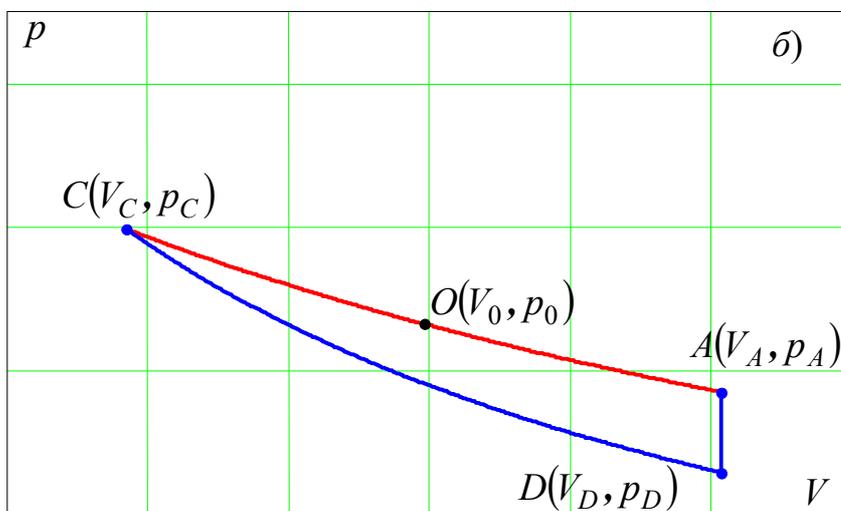
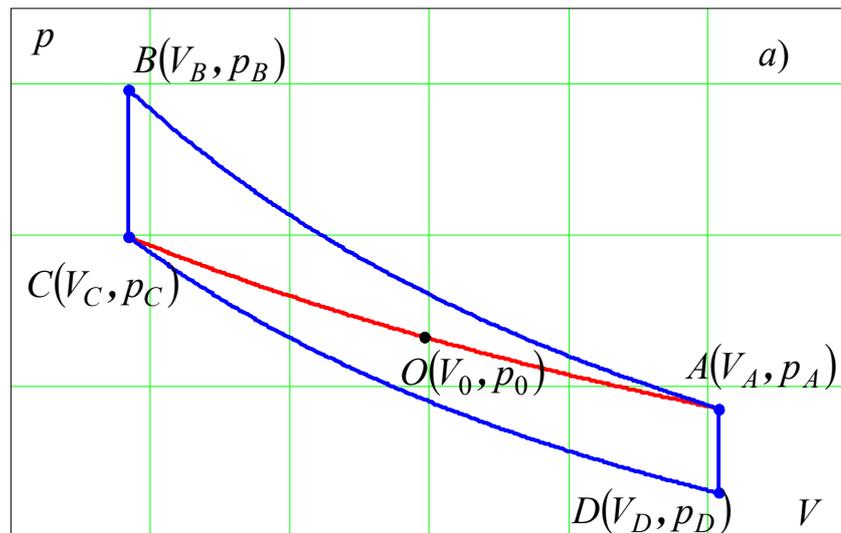


Рис. 1.18. Рабочие $p-V$ характеристики пневмоамортизатора:

a – четырёхугольная петля гистерезиса;

b – треугольная петля гистерезиса;

v – петля гистерезиса в форме «бабочки»

1.3.2. Методы расчёта рабочего объёма и эффективной площади

Наиболее распространённый метод расчёта величины рабочего объёма V основан на следующих допущениях [69]:

- полная длина образующей РКО от борта до борта (по меридиану) предполагается постоянной при любых деформациях;
- профиль свободной, не прилегающий к направляющим (арматуре) части оболочки описывается дугой окружности.

Как отмечается в [69], данные допущения не передают точно истинного характера деформации оболочки. Даже если пренебречь удлинением нитей корда под нагрузкой, постоянной остаётся длина нити, проходящей под углом к меридианной образующей. Так как этот угол при деформации меняется, в той или иной мере меняется и длина образующей. К тому же, форма профиля представляет собой более сложную кривую, чем дуга окружности. Поэтому указанный метод может быть применён лишь для приближённой оценки.

Согласно рис. 1.17 можно записать

$$V = \frac{\pi D_1^2}{4} x + \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} y + V_{\text{тор}}, \quad L_{\text{РКО}} = x + 2y + L_{\text{тор}},$$

где $L_{\text{РКО}}$ – длина меридиана РКО; $L_{\text{тор}}$, $V_{\text{тор}}$ – длина меридиана и объём нижней торообразной части РКО, которые можно считать постоянными величинами. Отсюда по формуле (1.3.1)

$$F_3 = \frac{\pi D_3^2}{4}, \quad D_3 = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_2^2}{2}}. \quad (1.3.7)$$

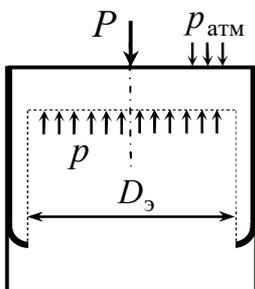


Рис. 1.19. Баланс сил пневмоэлемента

Здесь D_3 – эффективный диаметр ПА, равный среднеквадратическому значению D_1 , D_2 . При достаточно близких диаметрах D_1 , D_2 справедливо приближённое (среднеарифметическое) соотношение $D_3 = (D_1 + D_2)/2$, дающее заниженное значение и соответствующее допущению, что меридиан нижней торообразной части РКО описывается полуокружностью (рис. 1.17). Приняв данное допущение, формулу (1.3.2) можно получить из баланса сил (рис. 1.19).

Более точно зависимость эффективной площади $F_3(x)$, а также рабочего объёма $V(x)$ можно получить опытным путём [69]. Для каждого положения величина эффективной площади может быть определена из формулы (1.3.1), если измерить нагрузку на пневмоэлемент P и избыточное давление $(p - p_{\text{атм}})$:

$$F_3 = P / (p - p_{\text{атм}}). \quad (1.3.8)$$

Объём пневмоэлемента находится путём заливки в него жидкости и сжатия под прессом до заданного давления, которое фиксируется манометром. Заливая разные количества жидкости и измеряя соответствующие высоты пневмоэлемента, можно получить ряд точек кривой зависимости рабочего объёма от деформации.

Более простым является другой способ, когда непосредственно замеряется рабочий объём V_0 лишь в одном положении, которому соответствует координата x_0 . Для определения объёма во всех других положениях используют уравнение (1.3.1), согласно которому $dV = F_3 dx$. Поэтому получается

$$V(x) = V_0 + \int_{x_0}^x F_3(x) dx. \quad (1.3.9)$$

1.3.3. Методы расчёта поршневых компрессоров [71, 91]

На этапах расширения и сжатия газа, имеющих место между моментами переключения клапанного устройства, работа пневматических амортизаторов воздушного демпфирования обладает множеством схожих черт с работой поршневых компрессоров. Поэтому при разработке методов расчёта пневмоамортизаторов, учитывающих специфику протекающих тепловых процессов, нельзя обойти вниманием существующие подходы к теории и расчёту поршневых компрессоров.

В расчетах компрессоров используются только равновесные термодинамические процессы, т. е. процессы, состоящие из последовательности равновесных состояний, которые характеризуются, в частности, одинаковой температурой и одинаковым давлением во всей системе (в объеме рабочей полости цилиндра).

При давлениях $p < 10$ МПа расчёты воздушных компрессоров проводятся без учета отклонения сжимаемости воздуха от сжимаемости идеального газа, т. е. полагается справедливым уравнение состояния Менделеева-Клапейрона:

$$pV = mRT. \quad (1.3.10)$$

Здесь p , V , m , T – давление, объём, масса, абсолютная температура газа, R – газовая постоянная. Наряду с термическим уравнением состояния (1.3.10) используется калорическое уравнение состояния (уравнение энергии) идеального газа

$$U = mc_v T + U_0, \quad (1.3.11)$$

где c_v – удельная (на единицу массы) теплоёмкость, U_0 – аддитивная постоянная, которая без ограничения общности может быть принята равной нулю.

По первому началу термодинамики подводимая теплота dQ идёт на приращение внутренней энергии газа dU и на совершение механической работы $dA = pdV$:

$$dQ = dU + pdV. \quad (1.3.12)$$

Если известно количество энергии dQ , отводимой в виде теплоты путем теплообмена сжимаемого газа с внешней средой, то уравнение (1.3.12) совместно с уравнениями состояния (1.3.10), (1.3.11) можно использовать для определения изменения параметров газа в процессе сжатия. Однако для определения dQ необходимо знать коэффициент теплоотдачи и разность температур стенки рабочей камеры и газа, которые являются переменными величинами, зависящими от большого числа факторов. Поэтому описать простыми зависимостями теплообмен между газом и стенками не представляется возможным.

Задача может быть решена, если предположить, что dQ составляет определенную часть от работы $dA = pdV$ в течение всего процесса сжатия (расширения), т. е. отношение dQ/dA остаётся постоянным. Такое предположение приводит к политропной зависимости (1.3.3) между параметрами газа: $pV^n = const$.

В теории поршневых компрессоров для упрощенного описания изменения параметров газа в процессе сжатия используют изотермический, адиабатный и политропные процессы. В изотермическом процессе сжатия вся механическая

энергия, подведенная к газу, отводится в окружающую среду, т. е. $dQ = dA$. Отвод теплоты от газа, сжимаемого в адиабатном процессе, отсутствует: $dQ = 0$. В политропном процессе от сжимаемого газа отводится теплота, составляющая определённую часть подводимой к газу механической энергии:

$$dQ = \frac{k-n}{k-1} dA. \quad (1.3.13)$$

Таким образом, изменение состояния газа, обусловленное подводом механической энергии, т. е. изменением объема рабочей полости цилиндра, в теории поршневых компрессоров определяется двумя способами:

- 1) используя уравнение сохранения энергии (1.3.12), если есть возможность определить количество отводимой от газа теплоты;
- 2) используя уравнение политропы (1.3.3).

Первый из этих способов применяется для уточненного описания изменения состояния газа по методу контрольных объёмов. Второй способ нашел широкое применение в инженерных расчетах поршневых компрессоров.

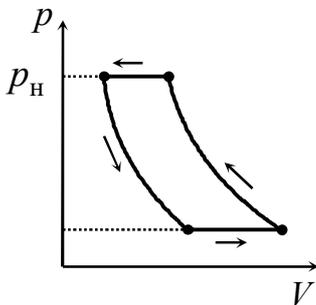


Рис. 1.20. Рабочая диаграмма идеального компрессора

В технической теории поршневых компрессоров широко используется модель идеального компрессора (рис. 1.20). Идеальный компрессор, расширение и сжатие газа в котором происходит по политропе (изотерме, адиабате), называют политропным (изотермическим, адиабатным) идеальным компрессором. Давление газа в политропном идеальном компрессоре изменяется между давлением нагнетания p_H и давлением всасывания $p_{вс}$ согласно уравнению (1.3.3):

$$pV^n = const.$$

Соответственно, температура газа в политропном идеальном компрессоре определяется по уравнению

$$TV^{n-1} = const. \quad (1.3.14)$$

Чтобы максимально приблизить модель идеального компрессора к условиям работы действительного компрессора, в технической теории компрессоров используется метод схематизации рабочих процессов. Этот метод заключается в замене действительного процесса, протекающего в действительном компрессоре, условным (схематизированным) процессом, эквивалентным в определенном отношении рассматриваемому действительному. Другими словами, в тех случаях, когда математическое описание действительного процесса невозможно или очень сложно и громоздко, т. е. утрачивается наглядность зависимости между основными параметрами, такой действительный процесс заменяют условным (схематизированным), имеющим простое и ясное математическое описание. При этом расчеты по схематизированному процессу должны давать результаты, которые соответствуют реальности и подтверждаются экспериментальными данными.

В общем случае процессы сжатия и обратного расширения протекают в воздушных компрессорах при переменных значениях показателей политропы. Такие процессы с переменными мгновенными значениями показателя политропы называются *вариатропными*. С энергетической точки зрения крайне важно знать точно площадь, заключенную под вариатропой. Поэтому схематизация центральной части индикаторной диаграммы компрессора заключается в замене её равноценной по площади фигурой, ограниченной условными политропами с постоянными показателями, которые называют *эквивалентными политропами* процесса сжатия и обратного расширения. Для существующих компрессорных машин показатель эквивалентной политропы сжатия принимает значения $n_c = (0.92...0.98)k$, а показатель эквивалентной политропы обратного расширения – $n_p = (0.94...0.98)n_c$. Иногда с достаточной для практических расчетов точностью значение показателя эквивалентных политроп принимается равным показателю адиабаты: $n_c \cong n_p \cong k$.

Схематизация эквивалентными политропами используется для расчета мощности действительного компрессора. Для расчета производительности действительного компрессора (когда необходимо по известным параметрам в начале процесса определить параметры газа в его конце) применяются *политропы конечных пара-*

метров. Политропа конечных параметров – это такая условная политропическая зависимость с постоянным показателем, начальные и конечные параметры которой совпадают с действительными.

Таким образом, для расчета разных характеристик в общем случае требуются разные схематизации процесса. При этом схематизация, предназначенная для расчета одной характеристики, может быть непригодна для расчета другой. Поэтому для расчета мощности и производительности действительного компрессора используются разные схематизации, одна из которых будет эквивалентна действительному процессу с точки зрения энергии или работы процесса, другая – с точки зрения объемов газа, получающихся в результате расчетов. Такой подход приводит к определенным отклонениям результатов расчетов от действительности, однако погрешности оказываются допустимыми для инженерных расчетов.

Эквивалентные политропы и политропы конечных параметров являются условными. Применение этих политроп, несмотря на всю их условность, значительно упрощает расчеты при проектировании новых машин и потому широко распространено. С их помощью достаточно просто можно определить интегральные характеристики компрессора. Однако при схематизации действительных процессов сжатия и обратного расширения условными политропными процессами теряется возможность определять изменения состояния газа в течение этих процессов и изучать влияние каких-либо факторов на протекание этих процессов. Другими словами, политропы конечных параметров и эквивалентные политропы нельзя использовать для определения состояния газа (т.е. его параметров) в какой-либо точке процессов сжатия и обратного расширения между началом и концом этих процессов.

Чтобы повысить уровень точности описания термодинамических процессов, в теории поршневых компрессоров привлекаются математические модели, которые строятся с использованием метода контрольных объемов. Общая последовательность построения модели сводится к следующему. Первым важным этапом является выбор контрольных объемов, а именно: определение границ объемов, в которых описывается изменение параметров газа. Число исследуемых контрольных объемов и их границы обычно выбираются в зависимости от особенностей

поставленной задачи, накопленной информации, требований к точности, наличия материальных ресурсов и времени с учетом возможностей используемой ЭВМ.

Наиболее часто применяются математические модели, в которых предполагается, что параметры состояния газа изменяются одинаково во всем контрольном объеме. В этом случае можно рассматривать изменение параметров газа в любой точке контрольного объема независимо от координат этой точки, а контрольный объем можно рассматривать как систему с сосредоточенными параметрами.

Для описания изменения параметров газа в контрольных объемах служит система из трех основных уравнений, а именно: уравнение сохранения энергии в контрольном объеме, уравнение сохранения массы в этом объеме и (в качестве замыкания) уравнения состояния газа. Тем самым, для каждого контрольного объема при трех неизвестных (p, T, m) получается три уравнения (подробнее вид этих уравнениях см. в [71, 91]). Иногда при моделировании процессов всасывания в цилиндр к данной системе добавляют четвертое уравнение – уравнение смешения для определения температуры газа в цилиндре, если она значительно отличается от температуры всасываемого газа.

Указанная система уравнений сохранения энергии, массы и уравнения состояния используется для описания процессов сжатия и расширения газа в контрольных объемах. Для описания сопутствующих процессов всасывания и нагнетания привлекается дифференциальное уравнение потерь давления в клапане, которое получается из уравнения сохранения энергии, уравнения сохранения массы и уравнений состояния. В конечном итоге все они сводятся к двум дифференциальным уравнениям, описывающим изменение массы газа в цилиндре за единицу времени и расход газа через клапан. Здесь возможны два случая: первый – клапан закрывается и открывается мгновенно; второй – используется движение запорного органа клапана, которое описывается специальным уравнением динамики движения запорного органа или специальным априорно выбранным законом открытия и закрытия клапана, либо введением в математическую модель экспериментальных данных по движению запорного органа.

Особые трудности представляет запись выражения для величины dQ , характеризующей внешний теплообмен в уравнении сохранения энергии (1.3.12). Если известны температура стенок рабочей полости $T_{ст}$ и коэффициент теплоотдачи α от газа к стенкам, то по уравнению Ньютона-Рихмана

$$dQ = -\alpha F(T - T_{ст})dt, \quad (1.3.15)$$

где t – время, T – температура газа в цилиндре, F – площадь поверхности теплообмена, которую можно определить, зная закон движения поршня. В случае поршневых компрессоров с водяным охлаждением можно считать для простоты, что во всех точках стенок рабочей полости температура $T_{ст}$ и коэффициент теплоотдачи α имеют одинаковые значения, постоянные во времени.

Подводя итог, акцентируем внимание на наиболее важных моментах [71, 91]). Математические модели рабочих процессов в компрессоре, как в объекте с сосредоточенными параметрами, основаны на проверенных физических закономерностях, они относительно просты, их реализация не требует большой специальной математической подготовки и возможна на современных ЭВМ, широко применяемых в инженерных расчетах; результаты моделирования дают хорошую сходимость с экспериментом. Такие модели пригодны для решения многих задач исследования и оптимизации поршневых компрессоров, позволяют изучать влияние множества геометрических и термодинамических факторов. В частности, можно моделировать индикаторную диаграмму компрессора, диаграмму изменения температуры газа в рабочей полости цилиндра. Пренебрежение теплообменом в рабочей полости цилиндра почти не сказывается на результатах моделирования динамики клапана, индикаторной диаграммы, но приводит к значительной ошибке в определении производительности и моделировании изменения температуры газа в рабочей полости.

1.3.4. Методы описания процессов теплообмена [9, 81]

Существует три механизма передачи теплоты: теплопроводность, конвекция, излучение. Теплопроводность описывается законом Фурье

$$\mathbf{q} = -\lambda \nabla T, \quad (1.3.16)$$

где \mathbf{q} – вектор теплового потока [$\text{Вт}/\text{м}^2$], λ – коэффициент теплопроводности [$\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$], ∇T – градиент температуры [$\text{К}/\text{м}$]. В чистом виде теплопроводность наблюдается в твёрдых телах, в покоящихся жидкостях и газах. Конвекция имеет место в движущихся жидких и газообразных средах. Излучение существенно лишь при достаточно высоких температурах.

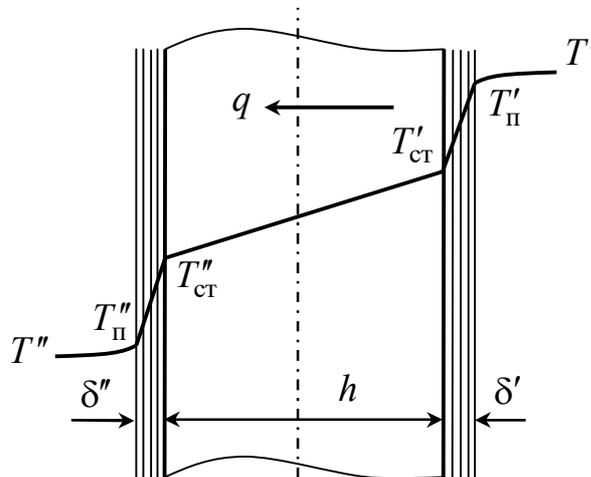


Рис. 1.21. Распределение температур при конвективном теплообмене (теплоотдаче) между жидкостью и твердой стенкой

Теплообмен между жидкостями (газами) и твердыми телами называется конвективным теплообменом (теплоотдачей), который складывается из конвекции в основном потоке жидкости (газа) и теплопроводности с конвекцией в пограничном слое (рис. 1.21). Вследствие небольшой величины коэффициента теплопроводности у капельных жидкостей и газов интенсивность теплоотдачи определяется в основном теплопроводностью через пограничный слой. Вблизи поверхности твердого тела скорость жидкости (газа) изменяется от нуля до скорости свободного потока. Точно также изменяется температура – от температуры поверхности (стенки) до температуры свободного потока. Поскольку расстояния по сечению потока между характерными значениями скорости и температуры не совпадают,

различают гидродинамический и тепловой пограничные слои. Толщины этих слоев пропорциональны друг другу, а для газов и горячей воды практически равны.

При малых скоростях гидродинамический слой является ламинарным, затем, пройдя через переходный режим, он становится турбулентным. В процессе этих переходов теплообмен интенсифицируется. Однако и при турбулентном режиме у поверхности твердого тела сохраняется тонкий ламинарный подслой, через который теплота передается теплопроводностью и температура изменяется наиболее резко. Поэтому тепловой поток при теплоотдаче можно определить по закону Фурье (1.3.16):

$$q = \lambda \frac{T_{\text{п}} - T_{\text{ст}}}{\delta}, \quad (1.3.17)$$

где δ – толщина пограничного слоя, $T_{\text{п}}$ – температура жидкости (газа) на границе пограничный слой – свободный поток, $T_{\text{ст}}$ – температура стенки (в формуле (1.3.17) полагается, что $T_{\text{п}} > T_{\text{ст}}$), λ – коэффициент теплопроводности жидкости (газа). Однако из-за трудности измерения величин δ , $\Delta T_{\text{п}} = T_{\text{п}} - T_{\text{ст}}$ такая возможность исключается, и поэтому пользуются формулой

$$q = \alpha(T - T_{\text{ст}}), \quad (1.3.18)$$

где T – температура свободного потока жидкости (газа). В этом случае полное количество теплоты, переносимой за единицу времени, равно

$$\dot{Q} = qF = \alpha F(T - T_{\text{ст}}). \quad (1.3.19)$$

Здесь α – коэффициент теплоотдачи [$\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ К}$], F – площадь теплообмена [м^2]. Эмпирическую закономерность (1.3.19) – закон Ньютона-Рихмана – независимо друг от друга установили Исаак Ньютон и русский академик Рихман.

Распределение температур в жидкости (газе) при теплоотдаче показано на рис. 1.21. Здесь T' и T'' – температуры жидкостей (газов) с разных сторон стенки, $T'_{\text{п}}$ и $T''_{\text{п}}$ – температуры на соответствующих границах жидкость – пограничный слой, $T'_{\text{ст}}$ и $T''_{\text{ст}}$ – температуры собственно на границах пограничный слой – твердое тело. С правой стороны стенки в массе движущейся жидкости (газа) температура равна T' . Затем по мере приближения к пограничному слою происходит некоторое плавное падение температуры до температуры на границе с пограничным слоем $T'_{\text{п}}$. В пограничном слое температура резко падает (линейно) до температу-

ры поверхности стенки $T'_{ст}$. С левой стороны стенки процесс идет в обратном порядке – от стенки к жидкости: сначала быстрое падение температуры в пограничном слое и затем плавное, в массе жидкости.

Главной трудностью при расчете конвективного теплообмена является определение коэффициента теплоотдачи $\alpha \cong \lambda/\delta$. Коэффициент теплоотдачи зависит как от факторов, влияющих на теплопроводность пограничного слоя, так и от факторов, влияющих на конвекцию жидкости: формы и размера поверхности твердого тела, её состояния, физических свойств и параметров состояния жидкости (газа), режима движения жидкости (газа) и т. д. Поэтому коэффициента теплоотдачи α определяют с помощью экспериментов на моделях и, используя теорию подобия, переносят полученные результаты на полномерные объекты. Для этого на основе опытов составляются критериальные уравнения вида

$$Nu = f(Fo, Re, Gr, Pr), \quad (1.3.20)$$

где $Nu = \alpha l/\lambda$ – критерий Нуссельта, $Fo = a\tau/l^2$ – критерий Фурье, $Re = wl/\nu$ – критерий Рейнольдса, $Gr = gl^3\beta\Delta T/\nu^2$ – критерий Грасгофа, $Pr = \mu c_p/\lambda$ – критерий Прандтля. В данных критериях (или числах) соответственно l , τ , w – характерные размер, время, скорость; λ , $a = \lambda/\rho c_p$, ρ , c_p , $\nu = \mu/\rho$, μ , $\beta = -\rho^{-1}(\partial\rho/\partial T)_p$ – коэффициент теплопроводности, коэффициент температуропроводности, плотность, изобарная теплоёмкость, коэффициент кинематической вязкости, коэффициент динамической вязкости, коэффициент объёмного расширения жидкости (или газа); g – ускорение свободного падения, ΔT – разность температур между твёрдой стенкой и жидкостью (газом).

При стационарном режиме критерий Фурье Fo мал и поэтому

$$Nu = f(Re, Gr, Pr). \quad (1.3.21)$$

При вынужденном движении жидкости (газа) влияние свободной конвекции незначительно и критерий Грасгофа Gr можно не учитывать:

$$Nu = f(Re, Pr). \quad (1.3.22)$$

Наоборот, если жидкость (газ) движется свободно, то исключается критерий Рейнольдса Re :

$$Nu = f(Gr, Pr). \quad (1.3.23)$$

Многолетние эксперименты в области конвективного теплообмена позволили накопить большое количество опытных данных по определению коэффициента теплоотдачи α для различной совокупности влияющих на него факторов и практически часто встречающихся компоновок теплообменных аппаратов.

Вновь обратимся к рис. 1.21 и рассмотрим случай *установившегося* теплообмена. По законам Ньютона-Рихмана и Фурье можно записать

$$q = \alpha'(T' - T'_{\text{ст}}) = \lambda_{\text{ст}} \frac{T'_{\text{ст}} - T''_{\text{ст}}}{h} = \alpha''(T''_{\text{ст}} - T'')$$

или

$$T' - T'_{\text{ст}} = \frac{q}{\alpha'}, \quad T'_{\text{ст}} - T''_{\text{ст}} = \frac{q}{\lambda_{\text{ст}}/h}, \quad T''_{\text{ст}} - T'' = \frac{q}{\alpha''}.$$

Сложив данные соотношения, будем иметь

$$T' - T'' = q \left(\frac{1}{\alpha'} + \frac{h}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha''} \right). \quad (1.3.24)$$

Величина

$$R = \frac{1}{\alpha'} + \frac{h}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha''} \quad (1.3.25)$$

называется *термическим сопротивлением теплопередаче*. Обратную величину

$$K = \frac{1}{R} = \left(\frac{1}{\alpha'} + \frac{h}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha''} \right)^{-1} \quad (1.3.26)$$

называют *коэффициентом теплопередачи* [Вт/(м²·К)]. Согласно (1.3.24)

$$q = K(T' - T''). \quad (1.3.27)$$

Следовательно, полное количество теплоты, переносимой за единицу времени через поверхность теплопередачи площадью F , будет равно

$$\dot{Q} = qF = KF(T' - T''). \quad (1.3.28)$$

Если стенка является составной, то тогда

$$R = \frac{1}{\alpha'} + \sum_{i=1}^N \frac{h_i}{\lambda_{\text{сти}}} + \frac{1}{\alpha''}, \quad K = \left(\frac{1}{\alpha'} + \sum_{i=1}^N \frac{h_i}{\lambda_{\text{сти}}} + \frac{1}{\alpha''} \right)^{-1}, \quad (1.3.29)$$

где N – число слоёв толщиной h_i и коэффициентом теплопроводности $\lambda_{\text{сти}}$. Следует также добавить, что выражения (1.3.29) получены для плоской стенки. Однако выражения (1.3.29) будут справедливы и в случае криволинейной стенки, если только толщина стенки мала по сравнению с радиусом кривизны.

1.4. ВЫВОДЫ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Обзор литературных источников показывает, что перспективным направлением развития систем амортизации стационарных объектов и передвижных самоходных установок для транспортировки крупногабаритных изделий является применение упругих и упругодемпфирующих пневматических элементов с воздушным демпфированием (пневмопружин и пневмоамортизаторов соответственно), не уступающих по своей эффективности упругим элементам (винтовым пружинам, листовым рессорам, торсионам и т.п.), работающих совместно с гидравлическими амортизаторами для демпфирования колебаний.

Традиционный метод построения рабочих характеристик пневмоамортизатора, широко используемый в настоящее время [8, 28, 38, 72, 77, 90, 101], позволяет рассчитывать динамические процессы колебаний амортизируемого объекта, строить амплитудно-частотные характеристики рассматриваемой системы амортизации, давать сравнительную оценку эффективности демпфирующих свойств пневмоамортизаторов воздушного демпфирования разных конструкций, осуществлять поиск оптимальных алгоритмов коммутации полостей. По площади петли гистерезиса традиционный метод расчёта позволяет определять количество диссипатируемой энергии за один цикл колебаний. Однако, используя указанный метод, нельзя определить, какая часть диссипатируемой энергии идёт на нагрев рабочего тела пневмоамортизатора, а какая часть отводится в окружающую среду.

Учёт влияния теплообменных процессов на работу пневмоамортизатора является важным и актуальным, поскольку нагрев рабочего тела влияет на рабочую характеристику пневмоамортизатора и вызывает смещение положения статического равновесия амортизируемого объекта. В неблагоприятных условиях нагрев рабочего тела может привести к выходу из строя РКО амортизатора из-за превышения допустимой температуры. Поэтому следующим этапом в развитии методов расчёта пневмоамортизаторов воздушного демпфирования является обоснованное и достаточно полное описание протекающих тепловых процессов.

По аналогии с теорией поршневых компрессоров построение уточнённой математической модели можно осуществить двумя способами:

1) использовать *уравнение политропы* для описания изменения состояния газа, обусловленного изменением рабочего объема пневмоамортизатора и диссипацией механической энергии в процессе смешения газов при коммутации рабочего и дополнительного объёмов;

2) использовать *уравнение сохранения энергии* совместно с выражением для скорости отвода теплоты, получаемым для пневмоамортизатора известными методами теории теплообмена на основании законов Фурье и Ньютона-Рихмана.

Математическую модель пневмоамортизатора, основанную на первом из указанных способов, правомерно назвать *политропной математической моделью*. В свою очередь, математическую модель, получаемую вторым из указанных способов, будем называть *расширенной математической моделью*.

Отличительной чертой расширенной модели является тот факт, что независимо от вида периодического внешнего воздействия она обеспечивает автоматический выход на установившийся режим колебаний амортизируемого объекта за счёт уточнённого описания силовых характеристик пневмоамортизатора и соответствующих изменений параметров состояния газа.

В рамках политропной математической модели следует, прежде всего, выяснить, при каких значениях показателя политропы n , изменяющегося в пределах $1 \leq n \leq k$ (k – показатель адиабаты), существует установившийся режим работы пневмоамортизатора, а при каких значениях показателя политропы n индикаторная $p - V$ диаграмма пневмоамортизатора будет незамкнута при периодическом изменении рабочего объёма по причине непрерывного увеличения давления и температуры от цикла к циклу. Так, например, заведомо можно утверждать, что при $n = 1$ (изотермический процесс) режим работы пневмоамортизатора в обозначенных условиях будет установившимся, а при $n = k$ (адиабатический процесс) – не существует установившегося режима работы пневмоамортизатора с воздушным демпфированием, поскольку диссипатируемая теплота не отводится в окружающую среду, а идёт на увеличение температуры и, как следствие, давления газа. Тем самым удастся прояснить некоторые важные вопросы, которые ранее не рассматривались.

Таким образом, на текущий момент времени актуальными являются следующие **задачи исследования**:

1. Разработка и сравнительный анализ математических моделей пневматических элементов воздушного демпфирования, отличающихся друг от друга методами описания процессов теплообмена с окружающей средой.
2. Исследование динамики нелинейных колебаний пневмоамортизатора при разных режимах нагружения с детальным анализом особенностей температурного режима работы при разных алгоритмах управления клапаном, обеспечивающих эффект воздушного демпфирования.
3. Разработка конструктивной схемы и корректировка математической модели пневматического амортизатора с воздушным демпфированием и принудительной системой охлаждения рабочего тела (воздуха).
4. Определение зависимости показателя политропы от частоты и амплитуды установившихся колебаний пневмоамортизатора, используемой для построения силовой характеристики пневмоамортизатора традиционным методом аппроксимации индикаторных диаграмм условными политропами.
5. Установление явного выражения функционала силовой характеристики пневмоамортизатора с выделением функциональных зависимостей для потенциальной и диссипативной составляющих усилия на пневмоамортизаторе при установившемся режиме его работы.

2. ПОЛИТРОПНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ ПРИ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

В существующих инженерных методах расчёта характеристик пневматических амортизаторов полагается, что газодинамические процессы между коммутациями рабочего и дополнительного объёмов можно считать изотермическими [38] или адиабатическими [101], и что процесс выравнивания давления в моменты коммутации (сообщения) рабочего и дополнительного объёмов происходит очень быстро, практически мгновенно.

С другой стороны, газодинамические процессы в пневматических пружинах рассматриваются как политропные процессы, показатель n которых зависит от скорости протекания процесса. Согласно [69] если сжатие газа (воздуха) происходит достаточно медленно (квазистатическое приложение нагрузки), то процесс можно считать изотермическим и $n = 1$. При динамическом приложении нагрузки, которое в действительности имеет место при колебаниях, показатель политропы возрастает. Максимальное его значение, соответствующее адиабатическому процессу, для двухатомных газов, в том числе для воздуха, может быть принято 1,4. При колебаниях средней интенсивности рекомендуется экспериментальное значение показателя политропы 1,3 [75] или 1,25 [73].

В этой связи актуальной является задача построения и всестороннего анализа математической модели пневматических элементов с воздушным демпфированием, которая объединяет и обобщает в себе существующие методы расчёта пневмоамортизаторов [38, 77, 89, 90, 101] и пневмопружин [69, 73, 75], основанные на понятии политропного процесса.

2.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИКИ СПЛОШНОЙ СРЕДЫ

Любой инженерный метод расчёта пневматических элементов (пневмопружин и пневмоамортизаторов) базируется на принятии тех или иных упрощающих допущений. Прежде чем их явно сформулировать, обратимся к некоторым общим положениям механики сплошной среды [11, 12, 29, 32, 63, 78, 80, 84].

Пусть V – некоторый индивидуальный объём среды постоянной массы m . Для него по закону изменения энергии (первому началу термодинамики)

$$dE = dQ^{ext} + dA^{ext}, \quad (2.1.1)$$

где dE – приращение полной энергии за время dt ; dQ^{ext} – элементарное количество теплоты, подведённой от внешних источников; dA^{ext} – работа внешних сил, приложенных к объёму V . Полная энергия E складывается из кинетической энергии K и внутренней энергии U :

$$E = K + U. \quad (2.1.2)$$

Следовательно,

$$dE = dK + dU. \quad (2.1.3)$$

По теореме об изменении кинетической энергии

$$dK = dA^{ext} + dA^{int}. \quad (2.1.4)$$

Работа внутренних сил dA^{int} определяется как интеграл по объёму V :

$$dA^{int} = -dt \int_V \text{tr}(\mathbf{T}\nabla\mathbf{v}) d'V, \quad (2.1.5)$$

где \mathbf{T} – тензор напряжений, $\nabla\mathbf{v}$ – градиент скорости среды \mathbf{v} , $\text{tr}(\mathbf{A})$ – след тензора \mathbf{A} , $d'V$ – элементарный объём среды.

Перенос массы описывается уравнением неразрывности

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \text{tr}(\nabla\mathbf{v}) = 0, \quad (2.1.6)$$

где ρ – плотность среды.

Вычтем из (2.1.1) уравнение (2.1.4) и примем во внимание (2.1.3). Придём к теореме об изменении внутренней энергии

$$dU = dQ^{ext} - dA^{int}. \quad (2.1.7)$$

Согласно современным взглядам соотношения (2.1.1)-(2.1.7) справедливы для любых процессов в сплошных средах.

Примем предположение, что тензор напряжений $\mathbf{T} \cong -p\mathbf{I}$, где p – давление, \mathbf{I} – единичный тензор. Тогда с учётом (2.1.6) выражение (2.1.5) для работы внутренних сил запишется следующим образом:

$$dA^{int} \cong - \int_V p \frac{d\rho}{\rho} d'V. \quad (2.1.8)$$

Если принять дополнительное предположение, по которому в каждый момент времени t распределение давления p и плотности ρ по объёму V является близким к равномерному, то тогда из (2.1.8) будем иметь

$$dA^{int} \cong -p \frac{d\rho}{\rho} \int_V d'V = -p \frac{d\rho}{\rho} V = p dV, \quad (2.1.9)$$

где dV – приращение объёма V за время dt . При выводе (2.1.9) было учтено, что по последнему предположению $\rho = m/V$ и поэтому

$$d\rho = d\left(\frac{m}{V}\right) = -m \frac{dV}{V^2} = -\rho \frac{dV}{V},$$

ибо для индивидуального объёма среды $m = const$.

2.2. ПОНЯТИЕ ПОЛИТРОПНОГО ПРОЦЕССА

При описании термодинамических процессов в газах, протекающих, например, в пневмоэлементах и поршневых компрессорах, широко используется понятие политропного процесса, частным случаем которого являются изохорный, изобарный, изотермический и адиабатический процессы. По определению политропным называется квазистатический процесс с постоянным значением теплоёмкости [9, 19, 82]:

$$dQ^{ext} = mcdT. \quad (2.2.1)$$

Здесь dQ^{ext} – количество теплоты, подводимой к газу массы m от внешних источников, c – удельная (на единицу массы) теплоёмкость процесса, dT – приращение абсолютной температуры газа T в ходе процесса. Альтернативным является определение, по которому количество подводимой теплоты dQ^{ext} и совершаемая газом работа $dA^{int} = pdV$ из (2.1.9) прямо пропорциональны друг другу с постоянным коэффициентом пропорциональности κ [71]:

$$dQ^{ext} = \kappa dA^{int} = \kappa pdV. \quad (2.2.2)$$

Для идеальных (совершенных [1]) газов калорическое и термическое уравнения состояния имеют вид

$$U = mc_v T, \quad pV = mRT, \quad (2.2.3)$$

где по уравнению Майера

$$R = c_p - c_v \quad (2.2.4)$$

– газовая постоянная; c_v , c_p – удельные (на единицу массы) изохорная и изобарная теплоёмкости газа. Из теоремы об изменении внутренней энергии (2.1.7) совместно с (2.1.9) вытекает первое начало равновесной термодинамики

$$dQ^{ext} = dU + pdV. \quad (2.2.5)$$

Подставляя в (2.2.5) выражения (2.2.1), (2.2.3), получаем

$$\frac{dT}{T} = \frac{R}{c - c_v} \frac{dV}{V}. \quad (2.2.6)$$

Точно также подставляя в (2.2.5) альтернативное выражение (2.2.2), находим

$$\frac{dT}{T} = (\kappa - 1) \frac{R}{c_v} \frac{dV}{V}. \quad (2.2.7)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (2.2.6) или (2.2.7) совместно с термическим уравнением состояния (2.2.3) приводит к уравнению политропы

$$T = T_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^{n-1}, \quad p = p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^n, \quad (2.2.8)$$

где с учётом уравнения Майера (2.2.4)

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \kappa - k(\kappa - 1) \quad (2.2.9)$$

– показатель политропы; $k = c_p/c_v$ – показатель адиабаты; p_0, V_0, T_0 – давление, объём и абсолютная температура в некотором фиксированном состоянии газа, имеющем место при протекании политропного процесса. Согласно (2.2.9)

$$\kappa = \frac{k - n}{k - 1}. \quad (2.2.10)$$

И хотя полученные выражения (2.2.8) относятся к квазистатическим процессам в газах, они с успехом применяются в инженерной практике при описании динамических процессов в газах.

2.3. УПРОЩАЮЩИЕ ДОПУЩЕНИЯ

Сформулируем упрощающие допущения, принятия которых достаточно для проведения инженерного расчёта термодинамических параметров газа в пневматическом элементе с воздушным демпфированием.

1. Рабочее тело в пневмоэлементе является невязким и идеальным газом:

$$\mathbf{T} = -p\mathbf{I}, \quad pV = mRT, \quad U = mc_v T. \quad (2.3.1)$$

2. Клапанное устройство (клапан) является идеальным в том смысле, что при его включении процесс выравнивания давления и плотности происходит мгновенно и полностью. В моменты времени непосредственно перед включением и сразу после включения клапана кинетическая энергия газа пренебрежимо мала по сравнению с его внутренней энергией:

$$E = K + U \cong U. \quad (2.3.2)$$

3. В промежутках времени, когда клапан нормально включен или нормально выключен распределение давления и плотности в рабочем и дополнительном объёмах равномерное, а теплообмен с окружающей средой подчиняется закону политропного процесса:

$$dQ^{ext} = mcdT. \quad (2.3.3)$$

Здесь, как и прежде, \mathbf{T} – тензор напряжений (\mathbf{I} – единичный тензор); p , V , T , m – давление, объём, абсолютная температура, масса газа; R – газовая постоянная; c_v – удельная изохорная теплоёмкость; dQ^{ext} – количество теплоты, подводимой от внешних источников; c – удельная теплоёмкость процесса, являющаяся постоянной величиной; E , K , U – полная, кинетическая и внутренняя энергия газа соответственно.

Допущения (2.3.1)-(2.3.3) объединяют и обобщают в себе существующие инженерные методы расчёта пневматических элементов с воздушным демпфированием [38, 77, 89, 90, 101] и без него [69, 73, 75]. С термодинамических позиций [9, 13, 19, 20, 22-24, 27, 47, 51, 55-58, 60, 64, 70, 74, 79, 82, 92, 103] принятые допущения фактически означают, что быстропротекающий процесс выравнивания давлений и плотности, протекающий в рабочем и дополнительном объёмах сразу после включения клапана, является сугубо неравновесным, тогда как термодинамические процессы (в рабочем и дополнительном объёмах) во все остальные моменты времени носят обратимый характер, подчиняясь первому и второму началам термодинамики равновесных процессов:

$$dU = dQ^{ext} - pdV, \quad dQ^{ext} = TdS, \quad (2.3.4)$$

где S – энтропия газа. В равновесных условиях удельная (на единицу массы) энтропия газа $s = S/m$ определяется формулой [9, 19, 56, 82]

$$s = s_0 + c_v \ln(T/T_0) - R \ln(\rho/\rho_0), \quad (2.3.5)$$

где s_0 – удельная энтропия в стандартном состоянии газа при температуре T_0 и плотности ρ_0 , значения которых могут быть выбраны произвольно. Без ограничения общности можно принять $s_0 = c_v \ln T_0 - R \ln \rho_0$. Тогда формула (2.3.5) примет более простой вид¹

$$s = c_v \ln T - R \ln \rho. \quad (2.3.6)$$

¹ Чтобы соблюсти правила размерности, формулу (2.3.6) следует читать как

$$s = c_v \ln(T/1^\circ K) - R \ln[\rho/(1 \text{ кг}/\text{м}^3)],$$

принимая тем самым повсеместно международную систему единиц СИ.

Важное замечание. Допущение 3 можно сформулировать иначе:

3°. В промежутках времени, когда клапан нормально включен или нормально выключен распределение давления и плотности в рабочем и дополнительном объемах равномерное, а протекающие процессы расширения (сжатия) подчиняются закону политропного процесса:

$$pV^n = const. \quad (2.3.3^\circ)$$

Оба допущения в формулировке 3 и формулировке 3° эквивалентны друг другу, так как согласно разд. 2.2 из формулы (2.3.3) следует формула (2.3.3°) и, наоборот, из формулы (2.3.3°) следует формула (2.3.3). Принятие допущения в формулировке 3 наиболее близко к содержанию работ [38, 77, 89, 90, 101]. Принятие допущения в формулировке 3° наилучшим образом отвечает последующему переходу от политропной математической модели к расширенной математической модели, всё отличие которой заключается в замене соотношения (2.3.3) другим, более точным соотношением, основанном на законах Фурье и Ньютона-Рихмана.

2.4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЯ ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА

Работа пневмоамортизатора сопровождается чередованием последовательных включений и выключений клапанного устройства (клапана), что изменяет характер протекания термодинамических процессов в рабочем и дополнительном объеме. Особо выделяются моменты включения (открытия) клапана, так как сразу после включения клапана протекает сугубо неравновесный процесс, в ходе которого происходит интенсивное, практически мгновенное (согласно принятым допущениям) смешение газов в рабочем и дополнительном объемах, приводящее к полному выравниванию давлений и плотности газа. Во все остальные моменты времени газ в рабочем и дополнительном объемах находится в состояниях термодинамического равновесия, описываемых (согласно принятым допущениям) уравнениями политропы (2.2.8).

Другими словами, если обозначить через t_σ ($\sigma = 0, 1, 2, \dots$) моменты времени срабатывания клапана (моменты включения-выключения или, что то же самое, моменты открытия-закрытия), то следует выделить *идеализированный мгновенно про-*

текающий в момент времени $t = t_\sigma$ необратимый *термодинамический процесс при переключении клапана*, который начинается, идёт и заканчивается в течение *нулевого промежутка времени* $[t_\sigma, t_\sigma + 0]$, и обратимый *термодинамический процесс между переключениями клапана*, имеющий место во все остальные моменты времени.

Замечание. Чтобы избежать возможных недоразумений, следует отличать термин «переключение» от термина «коммутация», который используется в работах [38, 101] в понимании термина «включение клапана и мгновенное последующее выключение клапана». Итоговый результат «коммутации» такой же, как при «включении клапана»: полное выравнивание давлений и плотности газа в рабочем и дополнительном объёмах. Отличие состоит в том, что после «коммутации» в понимании работ [38, 101] клапан всегда выключен (рабочий и дополнительный объёмы разобщены), тогда как после «переключения» клапан может оставаться как во включенном состоянии, так и в выключенном состоянии в зависимости от того, по какому алгоритму осуществляется управление клапанном устройством пневмоамортизатора (см. рис. 1.9).

2.4.1. Параметризация структуры пневмоамортизатора

Чтобы описать в математической форме работу пневмоамортизатора, введём в рассмотрение структурный (внутренний) параметр χ , характеризующий текущее состояние клапанного устройства пневмоамортизатора:

$$\chi = \begin{cases} 1, & \text{клапан включен (открыт),} \\ 0, & \text{клапан выключен (закрыт).} \end{cases} \quad (2.4.1)$$

Изменение структуры пневмоамортизатора определяется величиной

$$\Delta\chi(t) = \chi(t+0) - \chi(t-0), \quad (2.4.2)$$

где

$$\chi(t-0) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} [\chi(t-\varepsilon)], \quad \chi(t+0) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} [\chi(t+\varepsilon)]$$

– левый и правый пределы функции $\chi(t)$ для момента времени t . В моменты времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана $\Delta\chi(t) = 0$, в момент времени $t = t_\sigma$ при включении клапана $\Delta\chi(t_\sigma) = 1 > 0$, а при выключении $\Delta\chi(t_\sigma) = -1 < 0$.

С течением времени рабочий объём пневмоамортизатора меняется непрерывно. Поэтому левый и правый пределы функции $V(t)$ в момент времени $t = t_\sigma$ равны друг другу: $V(t_\sigma - 0) = V(t_\sigma + 0)$, т.е. сразу после переключения клапана рабочий объём пневмоамортизатора имеет такое же значение, как непосредственно перед переключением клапана. В дальнейшем будем использовать обозначение $V_\sigma = V(t_\sigma)$ для рабочего объёма пневмоамортизатора в момент времени $t = t_\sigma$.

2.4.2. Расчёт массы газа

Обозначим через m и m_* массу газа в рабочем и дополнительном объёмах соответственно. По закону сохранения массы

$$m_\Sigma = m + m_*, \quad (2.4.3)$$

где m_Σ – суммарная масса газа в пневмоамортизаторе (постоянная величина по причине отсутствия утечек газа). Для моментов времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана, когда $\Delta\chi(t) = 0$, можно записать

$$m(t) = \begin{cases} \frac{m_\Sigma}{V(t) + V_*} V(t), & \chi = 1; \\ \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (2.4.4)$$

Верхнее выражение (2.4.4) соответствует случаю, когда клапан открыт (включен) и поэтому плотность газа в рабочем и дополнительном объёмах одинаковая. Нижнее выражение (2.4.4) отвечает случаю, когда клапан закрыт (выключен) и поэтому масса газа в рабочем объёме такая же, как в момент времени t_σ сразу после (или непосредственно перед) последнего переключения клапана из состояния «включен» в состояние «выключен».

Введём обозначения

$$m_\sigma^- = m(t_\sigma - 0), \quad m_\sigma^+ = m(t_\sigma + 0) \quad (2.4.5)$$

для массы газа в рабочем объёме непосредственно перед переключением клапана и сразу после переключения клапана соответственно. При $\Delta\chi(t_\sigma) > 0$ для момента времени $t = t_\sigma$, когда происходит включение клапана, согласно формуле (2.4.4)

$$m_\sigma^- = m(t_\sigma - 0)|_{\chi=0} = \frac{m_\Sigma}{V_{\sigma-1} + V_*} V_{\sigma-1}, \quad m_\sigma^+ = m(t_\sigma + 0)|_{\chi=1} = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma. \quad (2.4.6)$$

При $\Delta\chi(t_\sigma) < 0$ для момента времени $t = t_\sigma$, когда подаётся команда на выключение клапана, по формуле (2.4.4) находим

$$m_\sigma^- = m(t_\sigma - 0)|_{\chi=1} = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma, \quad m_\sigma^+ = m(t_\sigma + 0)|_{\chi=0} = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma. \quad (2.4.7)$$

Как видим из (2.4.6), при переключении клапана из состояния «выключен» («закрыт») в состояние «включен» («открыт») происходит скачкообразное изменение массы газа в рабочем объёме от значения

$$m_\sigma^- = \frac{m_\Sigma}{V_{\sigma-1} + V_*} V_{\sigma-1}, \quad (\Delta\chi(t_\sigma) > 0) \quad (2.4.8)$$

до значения

$$m_\sigma^+ = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma. \quad (\Delta\chi(t_\sigma) > 0) \quad (2.4.9)$$

Согласно (2.4.7) при обратном переключении клапана из состояния «включен» («открыт») в состояние «выключен» («закрыт») изменения массы газа в рабочем объёме не происходит:

$$m_\sigma^- = m_\sigma^+ = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma. \quad (\Delta\chi(t_\sigma) < 0) \quad (2.4.10)$$

Массу газа в дополнительном объёме газа V_* можно определить по формуле

$$m_* = m_\Sigma - m, \quad (2.4.11)$$

вытекающей из (2.4.3), либо из формул

$$m_*(t) = \begin{cases} \frac{m_\Sigma}{V(t) + V_*} V_*, & \chi = 1, \\ \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_*, & \chi = 0, \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (2.4.12)$$

$$m_{*\sigma}^- = \frac{m_\Sigma}{V_{\sigma-1} + V_*} V_*, \quad m_{*\sigma}^+ = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_*, \quad (\Delta\chi(t_\sigma) > 0) \quad (2.4.13)$$

$$m_{*\sigma}^- = m_{*\sigma}^+ = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_*, \quad (\Delta\chi(t_\sigma) < 0) \quad (2.4.14)$$

получаемым аналогично формулам (2.4.4), (2.4.8)-(2.4.10).

2.4.3. Расчёт температуры газа

Перейдём к определению абсолютной температуры газа T и T_* в рабочем и дополнительном объёмах соответственно. Для моментов времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана, когда $\Delta\chi(t) = 0$, температура газа подчиняется уравнению политропы (2.2.8), по которому для газа в рабочем объёме

$$T(t) = \begin{cases} T_\sigma^+ \left[\frac{V_\sigma + V_*}{V(t) + V_*} \right]^{n-1}, & \chi = 1, \\ T_\sigma^+ \left[\frac{V_\sigma}{V(t)} \right]^{n-1}, & \chi = 0, \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (2.4.15)$$

а для газа в дополнительном объёме

$$T_*(t) = \begin{cases} T_\sigma^+ \left[\frac{V_\sigma + V_*}{V(t) + V_*} \right]^{n-1}, & \chi = 1, \\ T_\sigma^+, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (2.4.16)$$

Верхние выражения в (2.4.15), (2.4.16) соответствуют случаю, когда клапан открыт (включен) и поэтому газ в рабочем и дополнительном объёмах деформируется как единое целое. Нижние выражения в (2.4.15), (2.4.16) отвечают случаю, когда клапан закрыт (выключен) и поэтому деформируется только масса газа в рабочем объёме. Здесь и далее используются обозначения

$$T_\sigma^- = T(t_\sigma - 0), \quad T_\sigma^+ = T(t_\sigma + 0) \quad (2.4.17)$$

для температуры газа в рабочем объёме непосредственно перед переключением клапана и сразу после переключения клапана соответственно.

Замечание. Так как объём V_* постоянен, то температура $T_*(t)$ в дополнительной полости пневмоамортизатора при закрытом клапане также является постоянной величиной, равной T_σ^+ согласно (2.4.16). Иными словами, принятие допущения (2.3.3) эквивалентно допущению об адиабатической изоляции дополнительного объёма при закрытом клапане, если только удельная теплоёмкость процесса c принимает конечные значения (неизотермический процесс).

Чтобы найти значения (2.4.17), рассмотрим сначала случай, когда в момент времени $t = t_\sigma$ происходит включение клапана: $\Delta\chi(t_\sigma) > 0$ (рис. 2.1).

Непосредственно перед включением клапана ($t = t_\sigma - 0$) газ в рабочей полости занимает объём V_σ и имеет массу m_σ^- , определяемую выражением (2.4.8):

$$m_\sigma^- = \frac{m_\Sigma}{V_{\sigma-1} + V_*} V_{\sigma-1}; \quad (2.4.18)$$

его температура T_σ^- на основании (2.4.15) равна

$$T_\sigma^- \equiv T(t_\sigma - 0)|_{\chi=0} = T_{\sigma-1}^+ \left[\frac{V_{\sigma-1}}{V_\sigma} \right]^{n-1}. \quad (2.4.19)$$

Соответственно газ в дополнительном объёме при $t = t_\sigma - 0$ имеет массу

$$m_{*\sigma}^- = m_\Sigma - m_\sigma^-, \quad (2.4.20)$$

а его температура $T_{*\sigma}^-$ согласно (2.4.16) равна

$$T_{*\sigma}^- \equiv T_*(t_\sigma - 0)|_{\chi=0} = T_{\sigma-1}^+. \quad (2.4.21)$$

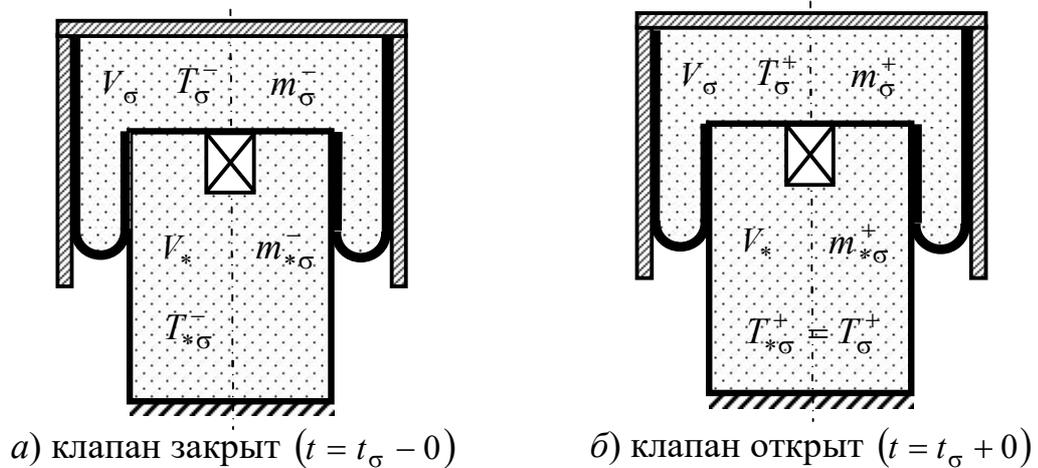


Рис. 2.1. К определению температуры газа сразу после включения клапана

Сразу после включения клапана ($t = t_\sigma + 0$) газ в рабочей полости занимает тот же объём V_σ . Температура газа в рабочем и дополнительном объёмах одинаковая, её значение T_σ^+ является искомой величиной.

По принятому в разд. 2.3 допущению процесс смешения газов происходит мгновенно после открытия клапана. Вследствие этого работа внешних сил A^{ext} и

количество теплоты Q^{ext} , подводимой от внешних источников, принимают нулевые значения:

$$A^{ext} = \int_{t=t_\sigma-0}^{t=t_\sigma+0} dA^{ext} = 0, \quad Q^{ext} = \int_{t=t_\sigma-0}^{t=t_\sigma+0} dQ^{ext} = 0.$$

На основании закона изменения полной энергии (2.1.1)

$$\Delta E = Q^{ext} + A^{ext},$$

где

$$\Delta E = \int_{t=t_\sigma-0}^{t=t_\sigma+0} dE = E(t_\sigma + 0) - E(t_\sigma - 0)$$

– приращение полной энергии газа в рабочем и дополнительном объёмах. Таким образом, при включении клапана полная энергия газа остаётся неизменной:

$$E(t_\sigma + 0) = E(t_\sigma - 0).$$

По предположению (2.3.2) кинетическая энергия газа пренебрежимо мала по сравнению с его внутренней энергией: $E = K + U \cong U$. Поэтому

$$U(t_\sigma + 0) = U(t_\sigma - 0). \quad (2.4.22)$$

Подставляя в (2.4.22) калорическое уравнение (2.3.1) и принимая во внимание используемые обозначения (рис. 2.1), получаем

$$m_\Sigma c_v T_\sigma^+ = m_\sigma^- c_v T_\sigma^- + m_{*\sigma}^- c_v T_{*\sigma}^-$$

или

$$T_\sigma^+ = \frac{m_\sigma^-}{m_\Sigma} T_\sigma^- + \frac{m_{*\sigma}^-}{m_\Sigma} T_{*\sigma}^-.$$

Отсюда с учётом соотношений (2.4.18)-(2.4.21) окончательно находим

$$T_\sigma^+ = T_{\sigma-1}^+ \left\{ \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_\sigma} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right\}. \quad (\Delta\chi(t_\sigma) > 0) \quad (2.4.23)$$

Как видно из (2.4.23), температура газа после включения клапана T_σ^+ определяется температурой газа после предшествующего выключения клапана $T_{\sigma-1}^+$ и соответствующими значениями рабочего объёма V_σ , $V_{\sigma-1}$.

Другой случай, когда $\Delta\chi(t_\sigma) < 0$ (в момент времени $t = t_\sigma$ клапан выключается), более простой: для величин (2.4.17) имеет место равенство $T_\sigma^- = T_\sigma^+$, которое в развёрнутом виде записывается так:

$$T_\sigma^+ \equiv T(t_\sigma + 0)|_{\chi=0} = T_\sigma^- \equiv T(t_\sigma - 0)|_{\chi=1}.$$

Но в силу верхней формулы (2.4.15)

$$T(t_\sigma - 0)|_{\chi=1} = T_{\sigma-1}^+ \left[\frac{V_{\sigma-1} + V_*}{V_\sigma + V_*} \right]^{n-1}.$$

Поэтому

$$T_\sigma^+ = T_{\sigma-1}^+ \left[\frac{V_{\sigma-1} + V_*}{V_\sigma + V_*} \right]^{n-1}. \quad (\Delta\chi(t_\sigma) < 0) \quad (2.4.24)$$

В совместной записи формулы (2.4.23), (2.4.24) принимают вид

$$T_\sigma^+ = \begin{cases} T_{\sigma-1}^+ \left\{ \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_\sigma} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right\}, & \Delta\chi(t_\sigma) > 0; \\ T_{\sigma-1}^+ \left[\frac{V_{\sigma-1} + V_*}{V_\sigma + V_*} \right]^{n-1}, & \Delta\chi(t_\sigma) < 0. \end{cases} \quad (2.4.25)$$

Соотношение (2.4.25) замыкает расчётные формулы (2.4.15), (2.4.16), позволяя определять закон изменения температуры газа в рабочем и дополнительном объёмах при заданном (или установленном тем или иным способом) законе изменения величины рабочего объёма пневмоамортизатора $V(t)$.

2.4.4. Расчёт давления газа

Давление газа в рабочем и дополнительном объёмах проще всего определяется непосредственно из уравнения состояния Менделеева-Клапейрона (2.3.1):

$$p(t) = \frac{m(t)RT(t)}{V(t)}, \quad p_* = \frac{m_*(t)RT_*(t)}{V_*}. \quad (2.4.26)$$

Однако в научной литературе, посвящённой расчёту пневмоамортизаторов, температуру газа обычно исключают из рассмотрения. Поэтому для полноты общей картины приведём соответствующие преобразованные уравнения.

Подставим (2.4.4), (2.4.15) в первое уравнение (2.4.26). После несложных преобразований будем иметь для газа в рабочем объёме

$$p(t) = \begin{cases} p_{\sigma}^+ \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right]^n, & \chi = 1; \\ p_{\sigma}^+ \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right]^n, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (2.4.27)$$

Здесь

$$p_{\sigma}^+ = \frac{m_{\Sigma} R}{V_{\sigma} + V_*} T_{\sigma}^+ \quad (2.4.28)$$

– давление газа в рабочем объёме сразу после переключения клапана. Расчётная формула для величины p_{σ}^+ , не содержащая упоминания о температуре T_{σ}^+ , получается подстановкой в (2.4.28) выражения (2.4.23):

$$p_{\sigma}^+ = p_{\sigma-1}^+ \left\{ \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma}} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right\}. \quad (2.4.29)$$

Аналогичным образом выводятся расчётные формулы для давления газа в дополнительном объёме. Подставив (2.4.12), (2.4.16) во второе уравнение (2.4.26), будем иметь

$$p_*(t) = \begin{cases} p_{\sigma}^+ \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right]^n, & \chi = 1; \\ p_{\sigma}^+, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (2.4.30)$$

Расчётные зависимости для давления газа в рабочем объёме (2.4.26) или (2.4.27) позволяют по формуле (1.3.2) определять усилие

$$P = (p - p_{\text{атм}}) F_3, \quad (2.4.31)$$

создаваемое пневмоамортизатором. Здесь F_3 – эффективная площадь пневмоамортизатора (1.3.1).

2.4.5. Расчёт энтропии газа

Изменение энтропии газа характеризует степень необратимости процесса диссипации механической энергии в теплоту. Поэтому расчёт энтропии газа занимает важное место при анализе эффективности работы пневмоамортизатора.

Энтропия массы газа m , занимающей объём V , определяется выражением

$$S = ms, \quad (2.4.32)$$

где

$$s = c_v \ln T - R \ln \rho$$

– удельная энтропия газа (2.3.6),

$$\rho = m/V$$

– плотность газа. Отсюда на основании (2.4.4), (2.4.15) и (2.4.12), (2.4.16) получаем следующие выражения для энтропии газа в рабочем и дополнительном объёмах:

$$S = \begin{cases} \frac{m_\Sigma V(t)}{V(t) + V_*} \left\{ c_v \left\langle \ln T_\sigma^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_\sigma + V_*}{V(t) + V_*} \right] \right\rangle - R \ln \left(\frac{m_\Sigma}{V(t) + V_*} \right) \right\}, & \chi = 1; \\ \frac{m_\Sigma V_\sigma}{V_\sigma + V_*} \left(c_v \left\langle \ln T_\sigma^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_\sigma}{V(t)} \right] \right\rangle - R \left\langle \ln \left(\frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} \right) + \ln \left[\frac{V_\sigma}{V(t)} \right] \right\rangle \right), & \chi = 0; \end{cases} \quad (2.4.33)$$

$$S_* = \begin{cases} \frac{m_\Sigma V_*}{V(t) + V_*} \left\{ c_v \left\langle \ln T_\sigma^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_\sigma + V_*}{V(t) + V_*} \right] \right\rangle - R \ln \left[\frac{m_\Sigma}{V(t) + V_*} \right] \right\}, & \chi = 1, \\ \frac{m_\Sigma V_*}{V_\sigma + V_*} \left[c_v \ln T_\sigma^+ - R \ln \left(\frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} \right) \right], & \chi = 0. \end{cases} \quad (2.4.34)$$

Энтропия газа в пневмоамортизаторе равна сумме энтропии газа рабочем и дополнительном объёмах:

$$S_\Sigma(t) = S(t) + S_*(t). \quad (2.4.35)$$

Подстановкой (2.4.33), (2.4.34) в (2.4.35) находим

$$S_\Sigma(t) = \begin{cases} m_\Sigma \left\{ c_v \ln T_\sigma^+ + c_v (n-1) \ln \left[\frac{V_\sigma + V_*}{V(t) + V_*} \right] - R \ln \left(\frac{m_\Sigma}{V(t) + V_*} \right) \right\}, & \chi = 1; \\ m_\Sigma \left\{ c_v \ln T_\sigma^+ - R \ln \left(\frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} \right) + \frac{V_\sigma}{V_\sigma + V_*} [c_v (n-1) - R] \ln \left[\frac{V_\sigma}{V(t)} \right] \right\}, & \chi = 0. \end{cases} \quad (2.4.36)$$

Наибольший интерес представляет производство энтропии за счёт внутренних источников в ходе необратимого процесса смешения газов, протекающего после включения клапана. Данное производство энтропии равно скачку суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе:

$$\Delta S_{\Sigma} = S_{\Sigma}(t_{\sigma} + 0)|_{\chi=1} - S_{\Sigma}(t_{\sigma} - 0)|_{\chi=0}. \quad (2.4.37)$$

На основании (2.4.36) для скачка энтропии (2.4.37) получается выражение

$$\Delta S_{\Sigma} = m_{\Sigma} \left\{ c_v \ln \left(\frac{T_{\sigma}^+}{T_{\sigma-1}^+} \right) + R \ln \left(\frac{V_{\sigma} + V_*}{V_{\sigma-1} + V_*} \right) + \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} [c_v(n-1) - R] \ln \left(\frac{V_{\sigma}}{V_{\sigma-1}} \right) \right\} \geq 0, \quad (2.4.38)$$

которое с учётом (2.4.23) можно переписать в эквивалентном виде

$$\begin{aligned} \Delta S_{\Sigma} = m_{\Sigma} \left\langle c_v \ln \left\{ \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma}} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right\} + \right. \\ \left. + R \ln \left(\frac{V_{\sigma} + V_*}{V_{\sigma-1} + V_*} \right) + \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} [c_v(n-1) - R] \ln \left(\frac{V_{\sigma}}{V_{\sigma-1}} \right) \right\rangle \geq 0. \quad (2.4.39) \end{aligned}$$

Замечание. С помощью формул (2.4.36), (2.4.24) нетрудно убедиться, что при выключении клапана скачка суммарной энтропии не наблюдается:

$$\Delta S_{\Sigma} = S_{\Sigma}(t_{\sigma} + 0)|_{\chi=0} - S_{\Sigma}(t_{\sigma} - 0)|_{\chi=1} = m_{\Sigma} \left\{ c_v \ln \left(\frac{T_{\sigma}^+}{T_{\sigma-1}^+} \right) - c_v(n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma-1} + V_*}{V_{\sigma} + V_*} \right] \right\} = 0. \quad (2.4.40)$$

2.4.6. Полная система определяющих соотношений

Для удобства проведения численных расчётов и анализа получаемых результатов приведём компактно в одном месте полную систему уравнений, описывающих силовые и термодинамические параметры пневмоамортизатора.

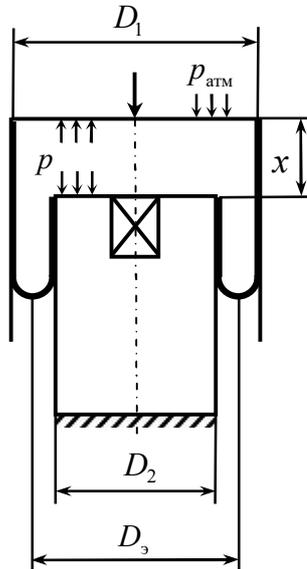


Рис. 2.2. Типовая схема пневмоамортизатора

Усилие пневмоамортизатора определяется выражением (2.4.31):

$$P = (p - p_{\text{атм}})F_{\text{э}}. \quad (2.4.41)$$

Здесь $F_{\text{э}}$ – эффективная площадь. Например (разд. 1.3), для схемы пневмоамортизатора (рис. 2.2), для которой в дальнейшем будут рассмотрены общепринятые тестовые задачи, согласно (1.3.7)

$$F_{\text{э}} = \pi D_{\text{э}}^2 / 4, \quad (2.4.42)$$

где

$$D_{\text{э}} = \sqrt{(D_1^2 + D_2^2) / 2} \quad (2.4.43)$$

– эффективный диаметр. На основании (1.3.1) рабочий объём пневмоамортизатора V связан с координатой x линейной зависимостью:

$$V(x) = V_0 + F_{\text{э}}(x - x_0). \quad (2.4.44)$$

В общем случае $F_{\text{э}} = F_{\text{э}}(x)$ и поэтому в соответствии с (1.3.9)

$$V(x) = V_0 + \int_{x_0}^x F_{\text{э}}(x) dx. \quad (2.4.45)$$

Здесь V_0 – рабочий объём пневмоамортизатора в некотором положении, которому соответствует координата x_0 (обычно среднее значение, отвечающее положению статического равновесия амортизируемого объекта).

Текущее состояние клапанного устройства пневмоамортизатора характеризуется структурным (внутренним) параметром χ , принимающим значения (2.4.1):

$$\chi = \begin{cases} 1, & \text{клапан включен (открыт)}, \\ 0, & \text{клапан выключен (закрыт)}. \end{cases} \quad (2.4.46)$$

Изменение структуры пневмоамортизатора определяется величиной (2.4.2):

$$\Delta\chi(t) = \chi(t+0) - \chi(t-0). \quad (2.4.47)$$

В моменты времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана $\Delta\chi(t) = 0$, в момент времени $t = t_\sigma$ при включении клапана $\Delta\chi(t_\sigma) > 0$ (точнее $\Delta\chi(t_\sigma) = 1$), а при его выключении $\Delta\chi(t_\sigma) < 0$ (точнее $\Delta\chi(t_\sigma) = -1$). Здесь t_σ ($\sigma = 0, 1, 2, \dots$) моменты времени срабатывания клапана.

Давление газа в рабочем и дополнительном объёмах определяется уравнениями состояния идеального газа (2.4.26):

$$p(t) = \frac{m(t)RT(t)}{V(t)}, \quad p_* = \frac{m_*(t)RT_*(t)}{V_*}. \quad (2.4.48)$$

Температура газа в рабочем объёме рассчитывается по формуле (2.4.15):

$$T(t) = \begin{cases} T_\sigma^+ \left[\frac{V_\sigma + V_*}{V(t) + V_*} \right]^{n-1}, & \chi = 1, \\ T_\sigma^+ \left[\frac{V_\sigma}{V(t)} \right]^{n-1}, & \chi = 0, \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (2.4.49)$$

а температура газа в дополнительном объёме – по формуле (2.4.16):

$$T_*(t) = \begin{cases} T_\sigma^+ \left[\frac{V_\sigma + V_*}{V(t) + V_*} \right]^{n-1}, & \chi = 1, \\ T_\sigma^+, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (2.4.50)$$

Значение температуры газа в рабочем объёме сразу после переключения клапана (изменения структуры пневмоамортизатора) определяется формулой (2.4.25):

$$T_\sigma^+ = \begin{cases} T_{\sigma-1}^+ \left\{ \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_\sigma} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right\}, & \Delta\chi(t_\sigma) > 0; \\ T_{\sigma-1}^+ \left[\frac{V_{\sigma-1} + V_*}{V_\sigma + V_*} \right]^{n-1}, & \Delta\chi(t_\sigma) < 0. \end{cases} \quad (2.4.51)$$

Масса газа в рабочем объёме описывается выражением (2.4.4):

$$m(t) = \begin{cases} \frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} V(t), & \chi = 1; \\ \frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} V_{\sigma}, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (2.4.52)$$

Масса газа в дополнительном объёме газа V_* определяется по формуле (2.4.11):

$$m_* = m_{\Sigma} - m, \quad (2.4.53)$$

где m_{Σ} – суммарная масса газа в пневмоамортизаторе, являющаяся константой.

Энтропия газа в рабочем объёме, энтропия газа в дополнительном объёме и суммарная энтропия газа вычисляются по формулам (2.4.33), (2.4.34), (2.4.36):

$$S = \begin{cases} \frac{m_{\Sigma} V(t)}{V(t) + V_*} \left\{ c_v \left\langle \ln T_{\sigma}^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right] \right\rangle - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} \right) \right\}, & \chi = 1; \\ \frac{m_{\Sigma} V_{\sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \left(c_v \left\langle \ln T_{\sigma}^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right] \right\rangle - R \left\langle \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \right) + \ln \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right] \right\rangle \right), & \chi = 0; \end{cases} \quad (2.4.54)$$

$$S_* = \begin{cases} \frac{m_{\Sigma} V_*}{V(t) + V_*} \left\{ c_v \left\langle \ln T_{\sigma}^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right] \right\rangle - R \ln \left[\frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} \right] \right\}, & \chi = 1; \\ \frac{m_{\Sigma} V_*}{V_{\sigma} + V_*} \left[c_v \ln T_{\sigma}^+ - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \right) \right], & \chi = 0; \end{cases} \quad (2.4.55)$$

$$S_{\Sigma}(t) = \begin{cases} m_{\Sigma} \left\{ c_v \ln T_{\sigma}^+ + c_v (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right] - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} \right) \right\}, & \chi = 1; \\ m_{\Sigma} \left\{ c_v \ln T_{\sigma}^+ - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \right) + \frac{V_{\sigma}}{V_{\sigma} + V_*} [c_v (n-1) - R] \ln \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right] \right\}, & \chi = 0. \end{cases} \quad (2.4.56)$$

Скачок суммарной энтропии газа при включении клапана за счёт необратимости процесса перемешивания характеризуется выражением (2.4.39):

$$\Delta S_{\Sigma} = m_{\Sigma} \left\langle c_v \ln \left\{ \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma}} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right\} + \right. \\ \left. + R \ln \left(\frac{V_{\sigma} + V_*}{V_{\sigma-1} + V_*} \right) + \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} [c_v (n-1) - R] \ln \left(\frac{V_{\sigma}}{V_{\sigma-1}} \right) \right\rangle \geq 0. \quad (2.4.57)$$

К уравнениям (2.4.41)-(2.4.57) должно быть добавлено уравнение (или уравнения), описывающее закон изменения координаты $x(t)$. Это может быть явно задаваемая зависимость, например, гармонический закон

$$x = x_0 + x_a \sin(\omega t + \gamma), \quad (2.4.58)$$

где x_0 , x_a – среднее и амплитудное значение координаты; ω – циклическая частота; γ – начальная фаза. А может быть неявно задаваемая зависимость, главным образом, через дифференциальное уравнение движения амортизируемого объекта. Оба случая будут рассмотрены в дальнейшем при сравнительном анализе эффективности работы пневмоамортизатора при разных алгоритмах управления.

Дополнительно должны быть присоединены соотношения, связывающие алгоритм управления клапаном с законом изменения координаты $x(t)$. Так, например, при управлении клапаном по алгоритму «четырёхугольная петля гистерезиса» (рис. 1.9, а) клапан включается и тут же выключается в положениях, при которых происходит смена знака скорости $\dot{x}(t)$:

$$[\dot{x}(t) = 0] \wedge [\ddot{x}(t) < 0 \vee \ddot{x}(t) > 0] \Rightarrow [\chi(t-0) = 0 \wedge \chi(t) = 1 \wedge \chi(t+0) = 0]. \quad (2.4.59)$$

Здесь \wedge , \vee – знак логической операции «и» (конъюнкция) и знак логической операции «или» (дизъюнкция) в исчислении высказываний [62]. При практических численных расчётах на ЭВМ более удобной является запись

$$[\dot{x}(t-\varepsilon)\dot{x}(t+\varepsilon) < 0] \Rightarrow [\chi(t-\varepsilon) = 0 \wedge \chi(t) = 1 \wedge \chi(t+\varepsilon) = 0], \quad (2.4.60)$$

где ε – достаточно малое положительное число, подбираемое при дискретизации времени (так называемый «машинный нуль»).

При управлении клапаном по алгоритму «треугольная петля гистерезиса» (рис. 1.9, б) в момент смены знака скорости $\dot{x}(t)$ клапан выключается на ходе отбоя и включается на ходе сжатия:

$$\begin{cases} [\dot{x}(t) = 0] \wedge [\ddot{x}(t) > 0] \Rightarrow [\chi(t-0) = 1 \wedge \chi(t+0) = 0], \\ [\dot{x}(t) = 0] \wedge [\ddot{x}(t) < 0] \Rightarrow [\chi(t-0) = 0 \wedge \chi(t+0) = 1]. \end{cases} \quad (2.4.61)$$

При численных расчётах на ЭВМ более удобна запись

$$\begin{cases} [\dot{x}(t-\varepsilon) < 0] \wedge [\dot{x}(t+\varepsilon) > 0] \Rightarrow [\chi(t-\varepsilon) = 1 \wedge \chi(t) = \chi(t+\varepsilon) = 0], \\ [\dot{x}(t-\varepsilon) > 0] \wedge [\dot{x}(t+\varepsilon) < 0] \Rightarrow [\chi(t-\varepsilon) = 0 \wedge \chi(t) = \chi(t+\varepsilon) = 1]. \end{cases} \quad (2.4.62)$$

Наконец, при управлении клапаном по алгоритму «петля гистерезиса в форме бабочки» (рис. 1.9, в) клапан выключается в момент смены знака скорости $\dot{x}(t)$ и включается в момент прохождения среднего положения с координатой x_0 :

$$\left\{ \begin{array}{l} [\dot{x}(t) = 0] \wedge [\ddot{x}(t) < 0 \vee \ddot{x}(t) > 0] \wedge [x(t) \neq x_0] \Rightarrow [\chi(t-0) = 1 \wedge \chi(t+0) = 0], \\ [x(t) \neq x_0] \Rightarrow [\chi(t-0) = 0 \wedge \chi(t+0) = 1]. \end{array} \right. \quad (2.4.63)$$

При численных расчётах на ЭВМ более удобна запись

$$\left\{ \begin{array}{l} [\dot{x}(t-\varepsilon)\dot{x}(t+\varepsilon) < 0] \wedge [x(t) \neq x_0] \Rightarrow [\chi(t-\varepsilon) = 1 \wedge \chi(t) = \chi(t+\varepsilon) = 0], \\ [x(t) \neq x_0] \Rightarrow [\chi(t-\varepsilon) = 0 \wedge \chi(t) = \chi(t+\varepsilon) = 1]. \end{array} \right. \quad (2.4.64)$$

Полная система уравнений должна также включать соотношения, уточняющие начальное состояние газа в рабочем и дополнительном объёмах. Как правило, принимается, что при $t = 0$ газ в рабочем и дополнительном объёмах имеет одинаковую величину давления, температуры и плотности.

2.5. ВЫВОДЫ

Построена политропная математическая модель пневмоамортизатора, работа которого сопровождается чередованием последовательных включений и выключений клапанного устройства (клапана), изменяющих характер протекания термодинамических процессов в рабочем и дополнительном объёме. В математической модели отражено, что в моменты времени сразу после включения (открытия) клапана протекает сугубо неравновесный процесс, в ходе которого происходит интенсивное, практически мгновенное смешение газов в рабочем и дополнительном объёмах, приводящее к полному выравниванию давлений и плотности газа. Во все остальные моменты времени газ в рабочем и дополнительном объёмах находится в состояниях термодинамического равновесия, описываемых уравнениями политропного процесса. Данные и другие положения, лежащие в основе разработанной инженерной методики расчёта пневмоамортизаторов с воздушным демпфированием, зафиксированы в строго сформулированных допущениях.

Введено понятие структурного (внутреннего) параметра, характеризующего текущее состояние клапанного устройства пневмоамортизатора. Благодаря этому полная система термодинамических соотношений разработанного расчётного ме-

тогда позволяет единым образом описывать работу пневмоамортизатора по любым возможным алгоритмам (механического или электромагнитного) управления клапаном. Подробно рассмотрены три алгоритма управления клапаном, которым в случае установившегося режима отвечают индикаторные диаграммы следующего вида: 1) четырёхугольная петля гистерезиса; 2) треугольная петля гистерезиса; 3) петля гистерезиса в форме бабочки.

Особо следует отметить, что в общем случае давление и температура газа в рабочем (и дополнительном) объёме являются не *функциями*, а *функционалами* от закона изменения величины рабочего объёма $V(t)$:

$$p(t) = \mathbf{P}_{\tau=0}^{\tau=t} [V(\tau)], \quad T(t) = \mathbf{T}_{\tau=0}^{\tau=t} [V(\tau)].$$

Иными словами, давление $p(t)$ и температура $T(t)$ газа в рабочем объёме в данный момент времени t однозначно определяется всей предысторией изменения величины рабочего объёма $V(\tau)$ ($0 \leq \tau \leq t$), а не только мгновенным значением $V(t)$ в текущий момент времени t . Вызвано это изменением структуры пневмоамортизатора в определённых его состояниях, которые устанавливаются заданным алгоритмом управления клапаном, сообщающим или разобщающим между собой рабочий и дополнительный объёмы пневмоамортизатора.

3. АНАЛИЗ ДИНАМИКИ НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПО ПОЛИТРОПНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА

Исследуем динамику пневмоамортизатора в соответствии с политропной математической моделью (разд. 2). Будем исходить из того, что пневмоамортизатор связан с некоторым объектом амортизации, который совершает нелинейные колебания под действием заданного внешнего возмущения.

В общем случае режим нагружения объекта амортизации может быть жёстким или мягким. При жёстком режиме нагружения заданным является закон движения амортизируемого объекта, а искомыми величинами – характеристики приложенного внешнего воздействия. Напротив, при мягком режиме нагружения задаётся закон внешнего воздействия на амортизируемый объект, а искомым является закон его движения. В свою очередь, внешнее воздействие, вызывающее (затухающие или вынужденные) колебания объекта амортизации, может иметь характер кинематического или силового возмущения.

Таким образом, условия работы пневмоамортизатора являются крайне разнообразными. Всё определяется структурой самой системы амортизации, в составе которой находится пневмоамортизатор, а также видом внешних воздействий, реализуемых на практике. В силу указанной неоднозначности условий работы пневмоамортизатора одной и той же конструкции первичный анализ эффективности его работы целесообразно осуществлять в условиях строго регламентированных базовых тестовых испытаний, наилучшим образом подходящих к широкому кругу систем амортизации и решаемых с их помощью технических задач.

В качестве первого базового испытания можно указать на испытание пневмоамортизатора (рис. 2.2) в режиме жёсткого нагружения, при котором закон изменения координаты $x(t)$ подчиняется гармоническому закону. Периодическое изменение координаты является одним из обязательных условий, при которых реализуется установившийся режим работы пневмоамортизатора. Поэтому данное тестовое испытание широко привлекается для анализа работы пневмоамортизаторов [28, 38, 72, 77, 89, 90, 101].

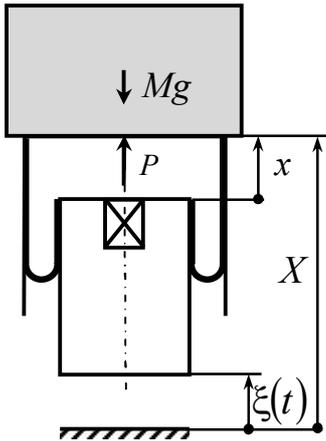


Рис. 3.1. Кинематическое возбуждение колебаний

Другим базовым испытанием является испытание на кинематическое возмущение $\xi(t)$ одно-массовой механической системы (рис. 3.1). Данное испытание реализуется на вибростендах. Вызываемые при этом вынужденные колебания объекта амортизации соответствуют мягкому режиму его нагружения.

В теории систем амортизации данная задача кинематического возбуждения колебаний широко используется в качестве тестовой задачи [33, 38, 77, 100, 105]. По такой же схеме проводится экспериментальные исследования для сопоставления и проверки результатов теоретических исследований [40].

Третьим часто используемым базовым испытанием является испытание на затухающие свободные колебания при импульсном (силовом или кинематическом) внешнем возмущении. Так например, в [8] оценка демпфирующих свойств пневмоамортизаторов проводилась косвенно по степени затухания свободных колебаний системы (передней части автобуса ЛиАЗ-677), вызываемых сбрасыванием подрессоренной массы с высоты 50...80 мм. В [77] свободные затухающие колебания подрессоренной массы вызывались предварительным растяжением из положения статического равновесия на 100 мм. В обоих случаях базовое испытание на затухающие свободные колебания соответствует мягкому режиму (импульсного, кинематического) нагружения объекта амортизации.

3.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Без ограничения общности последующие численные расчёты проведём на примере пневмоамортизатора с РКО модели Н-609 [76] при следующих значениях исходных данных (рис. 2.2):

- диаметры арматуры направляющих
 $D_1 = 260$ мм, $D_2 = 200$ мм;
- эффективный диаметр по формуле (2.4.43)
 $D_3 = 232$ мм;

- эффективная площадь по формуле (2.4.42)
 $F_3 = 422.5 \text{ см}^2$;
- начальная координата x в положении равновесия амортизируемого объекта
 $x_0 = 60 \text{ мм}$;
- максимальное значение координаты x
 $x_{\max} = 120 \text{ мм}$;
- начальное значение рабочего объёма
 $V_0 = 4.09 \text{ л}$;
- значение дополнительного объёма
 $V_* = 5 \text{ л}$;
- зависимость рабочего объёма от координаты x по формуле (2.4.44)
 $V(x) = V_0 + F_3(x - x_0)$;
- масса амортизируемого объекта
 $M = 1000 \text{ кг}$;
- ускорение свободного падения
 $g = 9.81 \text{ м/с}^2$;
- атмосферное давление
 $p_{\text{атм}} = 0.1 \text{ МПа}$;
- начальная температура газа (температура окружающей среды)
 $T_0 = 300 \text{ К}$;
- начальное абсолютное давление газа
 $p_0 = Mg/F_3 + p_{\text{атм}} = 0.332 \text{ МПа}$;
- универсальная газовая постоянная
 $\mathfrak{R} = 8.31696 \cdot 10^3 \text{ Дж/К} \cdot \text{кмоль}$;
- молекулярный вес газа (воздуха)
 $\mu = 29 \text{ кг/кмоль}$;
- газовая постоянная (воздуха)
 $R = \mathfrak{R}/\mu = 286.7917 \cdot 10^3 \text{ Дж/К} \cdot \text{кг}$;
- изохорная теплоёмкость газа (воздуха)
 $c_v = 5R/2 = 716.98 \text{ Дж/К} \cdot \text{кг}$;

- изобарная теплоёмкость газа (воздуха)

$$c_p = c_v + R = 1003.77 \text{ Дж/К}\cdot\text{кг};$$

- показатель адиабаты газа (воздуха)

$$k = c_p / c_v = 1.4;$$

- суммарная масса газа (воздуха)

$$m_{\Sigma} = p_0(V_0 + V_*) / RT_0 = 35.1 \text{ г.}$$

В начальный момент времени $t = 0$ давление и температура газа в рабочем и дополнительном объёмах принимают одинаковые значения, равные p_0 и T_0 .

3.2. ДИНАМИКА ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА ПРИ ГАРМОНИЧЕСКОМ ЗАКОНЕ

ИЗМЕНЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБЪЁМА

Первой рассмотрим задачу жёсткого нагружения пневмоамортизатора (рис. 2.2), при котором закон изменения координаты $x(t)$ подчиняется гармоническому закону (2.4.58). Поэтому наряду с исходными данными, указанными в разд. 3.1, необходимо указать параметры жёсткого нагружения пневмоамортизатора. С этой целью примем следующие значения дополнительных параметров:

- амплитуда изменения координаты x (от положения статического равновесия амортизируемого объекта с координатой x_0)

$$x_a = 50 \text{ мм};$$

- начальная фаза

$$\gamma = 0;$$

- частота колебаний

$$f = 0.1 \text{ Гц};$$

- период колебаний

$$\tau = 1/f = 10 \text{ с};$$

- циклическая частота колебаний

$$\omega = 2\pi f = 0.628 \text{ с}^{-1}.$$

В итоге в силу (2.4.44), (2.4.58) закон изменения рабочего объёма имеет вид

$$V = V_0 + V_a \sin(\omega t)$$

с амплитудным значением $V_a = x_a F_3 = 2.11 \text{ л}$ (рис. 3.2).

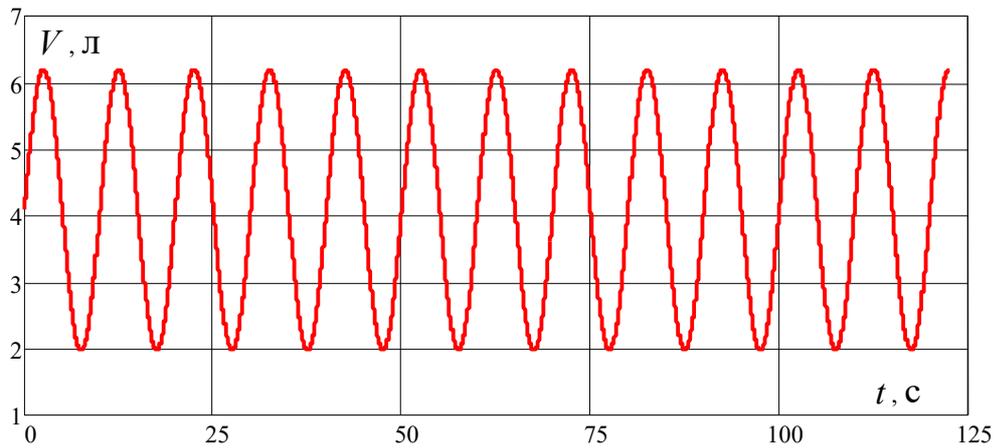


Рис. 3.2. Гармонический закон изменения рабочего объема пневмоамортизатора

Для полноты общей картины сопоставление основных характеристик пневмоамортизатора проведём для трёх алгоритмов управления клапаном (подробнее в разд. 1.2), которым в случае установившегося режима соответствуют индикаторные диаграммы следующего вида (рис. 1.9): 1) четырёхугольная петля гистерезиса; 2) треугольная петля гистерезиса; 3) петля гистерезиса в форме бабочки. Далее, для простоты речи, будем говорить коротко: первый, второй, третий алгоритм управления клапаном.

Из физических соображений ясно, что применительно к рассматриваемой задаче значение показателя политропы n зависит от амплитуды и частоты изменения рабочего объема, а также зависит, причём существенно, от условий теплообмена с окружающей средой, который в разработанной расчётной методике описывается по закону политропного процесса (2.3.3). Согласно существующим рекомендациям [69, 75], носящим качественный характер, можно только утверждать, что на достаточно низких частотах показатель политропы n близок к единице, а с ростом частоты показатель политропы увеличивается, приближаясь на высоких частотах к показателю адиабаты k . Поэтому численные расчёты проведём для трёх значений показателя политропы: $n = 1$ (изотермический процесс, рекомендуется в [38]), $n = 1.4$ (адиабатический процесс, рекомендуется в [101]), $n = 1.3$ (промежуточное значение, рекомендуется в [28, 69, 75]).

Приступим к анализу результатов численных расчётов, полученных на основании 12 циклов колебаний пневмоамортизатора (рис. 3.2). При адиабатическом режиме колебаний ($n = 1.4$) максимальные и минимальные значения давления и температуры (в рабочем и дополнительном объёмах) монотонно возрастают от цикла к циклу (рис. 3.3, рис. 3.4). Наибольший рост наблюдается по первому алгоритму управления, а наименьший — по третьему алгоритму управления кла-

паном, что напрямую связано с соответствующими изменениями суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе (рис. 3.5) за счёт необратимого превращения работы колебаний в теплоту. Индикаторные $p - V$ диаграммы (рис. 3.6, рис. 3.7) и $T - S$ диаграммы (рис. 3.8, рис. 3.9) характеризуют соответственно количество работы, совершённой пневмоамортизатором, и количество выделившейся теплоты в течение первого цикла колебаний и последнего (двенадцатого) цикла из числа рассмотренных. На каждом рисунке взят единый (для трёх алгоритмов) масштаб, чтобы наглядно оценить, какой из алгоритмов эффективнее с точки зрения демпфирующих свойств пневмоамортизатора. Как видим, наиболее эффективен первый алгоритм. Затем идёт второй алгоритм, а за ним – третий. Размеры петель гистерезиса меняются от цикла к циклу, «обметываемая» площадь становится больше от цикла к циклу. Поэтому силовые характеристики пневмоамортизатора не являются замкнутыми (рис. 3.10). Последнее указывает на неустановившийся режим колебаний, чего и следовало ожидать для адиабатического процесса.

В тоже время, глядя на рис. 3.3 и рис. 3.4, нетрудно заметить, что *приращения* давления и температуры в рабочем и дополнительном объёмах принимают практически одинаковые значения на последних циклах колебаний. В этом смысле наблюдается некий установившийся режим, который касается приращений и только приращений соответствующих значений (например, максимальных) давления и температуры (в рабочем и дополнительном объёмах). Такой же установившийся темп имеют приращения суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе (рис. 3.5). Тем самым можно говорить, что в условиях адиабатической изоляции установившийся режим колебаний имеет место, только в расширенном понимании, касающемся не самих параметров состояния колебательной системы, а их приращений от одного цикла к другому циклу колебаний.

Напротив, изотермический режим колебаний ($n = 1$) заведомо является установившимся в традиционном понимании, поскольку диссипатируемая теплота полностью отводится в окружающую среду. Как и должно быть, численный расчёт показал периодическое изменение давления в рабочем и дополнительном объёмах для всех алгоритмов управления (рис. 3.11). Изменение суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе также является периодическим (рис. 3.12), так как индикаторные $p - V$ диаграммы пневмоамортизатора на любом цикле колебаний являются замкнутыми (рис. 3.13). Сопоставление площади петель гистерезиса на индикаторных диаграммах, построенных для всех алгоритмов управления в одинаковом масштабе, позволяет подтвердить прежний вывод: по эффективности диссипации энергии колебаний лучшим и с большим отрывом является первый

алгоритм управления, затем следует второй алгоритм управления, от которого не так уж сильно отличается третий алгоритм управления клапаном.

Несколько неожиданными являются результаты численных расчётов при работе пневмоамортизатора с промежуточным значением показателя политропы $n = 1.3$: на протяжении 12 циклов колебаний не заметно каких-либо тенденций плавного перехода к установившемуся режиму колебаний (в обычном понимании). Действительно, максимальные и минимальные значения давления и температуры (в рабочем и дополнительном объёмах) монотонно возрастают от цикла к циклу (рис. 3.14, рис. 3.15), как и суммарная энтропия (рис. 3.16). Индикаторные $p - V$ диаграммы (рис. 3.17, рис. 3.18) и $T - S$ диаграммы (рис. 3.19, рис. 3.20) на первом и последнем (двенадцатом) циклах отличаются: размеры петель гистерезиса и «обметываемая» ими площадь становятся больше. Поэтому силовые характеристики пневмоамортизатора не замкнутые (рис. 3.21). Всё это указывает на не установившийся режим колебаний, правда, не в столь выраженном виде, как для адиабатического процесса.

Одновременно с этим на рис. 3.14 и рис. 3.15 установившийся режим наблюдается для приращений давления и температуры (в рабочем и дополнительном объёмах), а также суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе (рис. 3.16) в подобных (по фазе колебаний) положениях колебательной системы. Тем самым проявляется такой же эффект, как в случае адиабатического процесса, но в меньшей степени. Последнее позволяет предположить, что с уменьшением показателя политропы n от значения $n = k$ до значения $n = 1$ соответствующие приращения давления и температуры (от цикла к циклу) становятся всё меньше и меньше, вследствие чего установившийся режим колебаний (в обычном его понимании) оказывается возможным при одном значении $n = 1$ (изотермический процесс).

В дальнейшем данное предположение полностью подтвердится и, тем самым, вскроется одна из специфических особенностей *политропной* математической модели, в основе которой лежит представление о политропном процессе и соответствующее ему описание процессов теплообмена с окружающей средой. Главный вопрос заключается в том, насколько данная особенность является существенной.

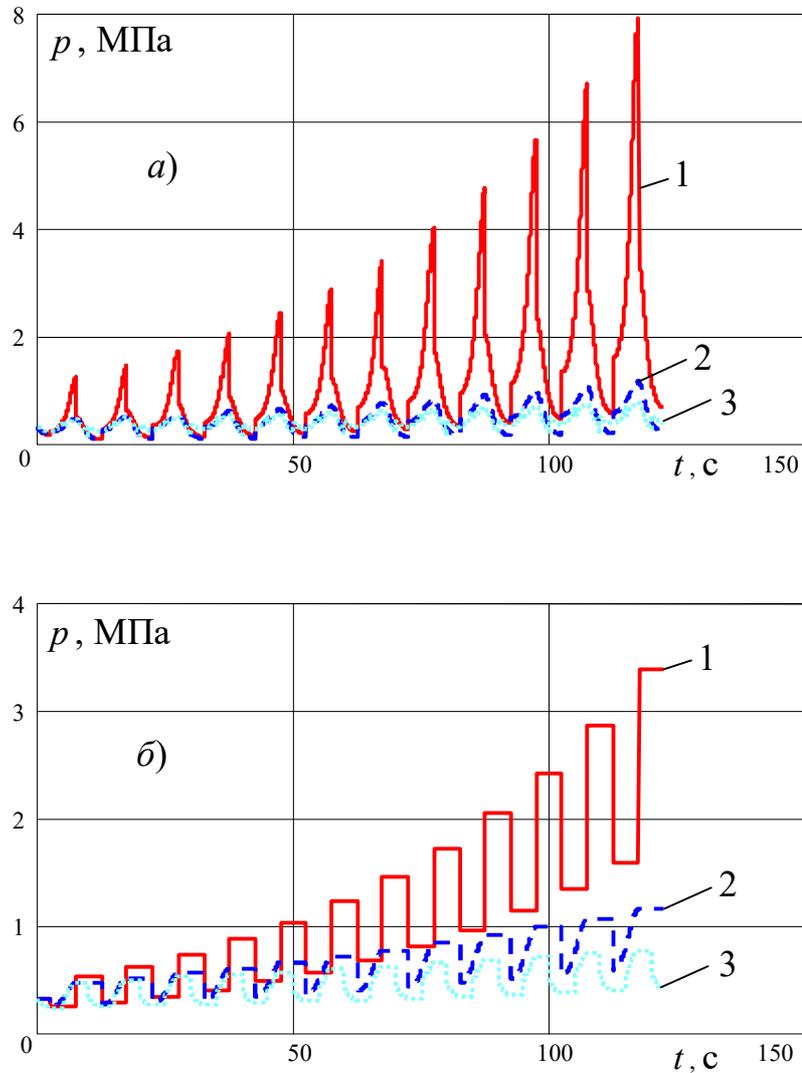


Рис. 3.3. Изменение давления газа в пневмоамортизаторе ($n = 1.4$):

1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

a – в рабочем объёме; $б$ – в дополнительном объёме

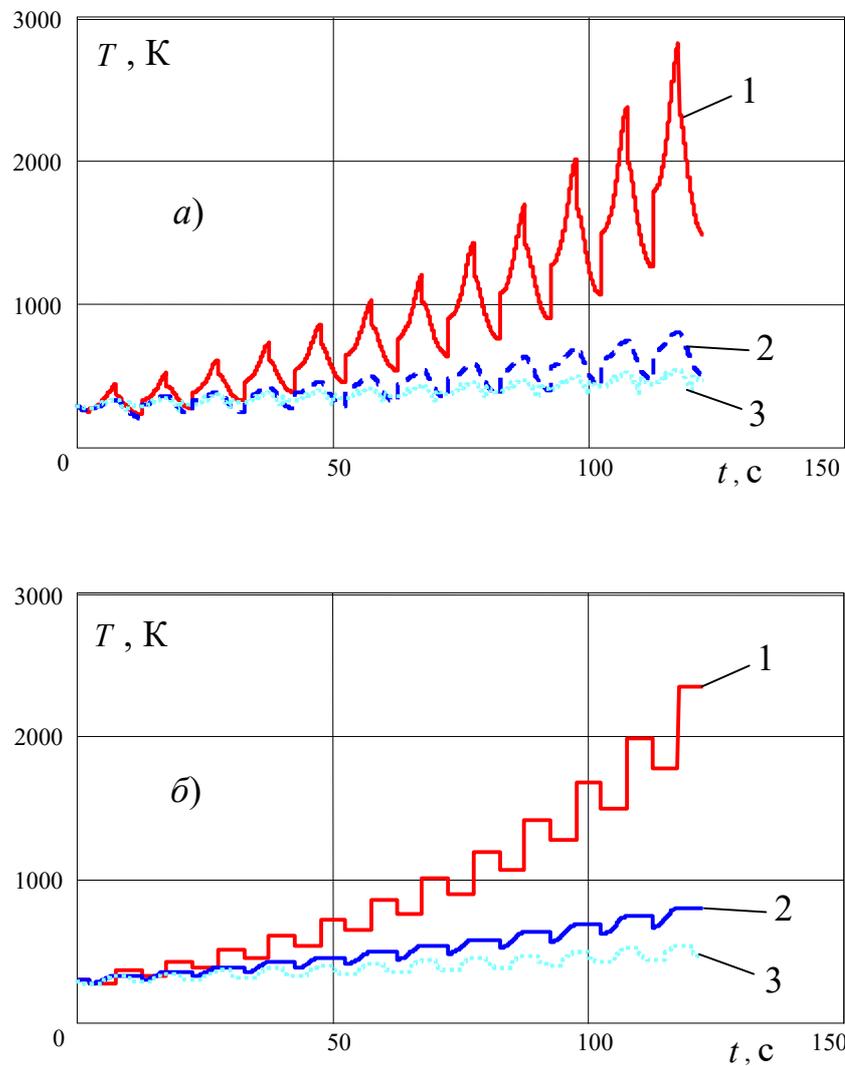


Рис. 3.4. Изменение температуры газа в пневмоамортизаторе ($n = 1.4$):

1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

a – в рабочем объёме; $б$ – в дополнительном объёме

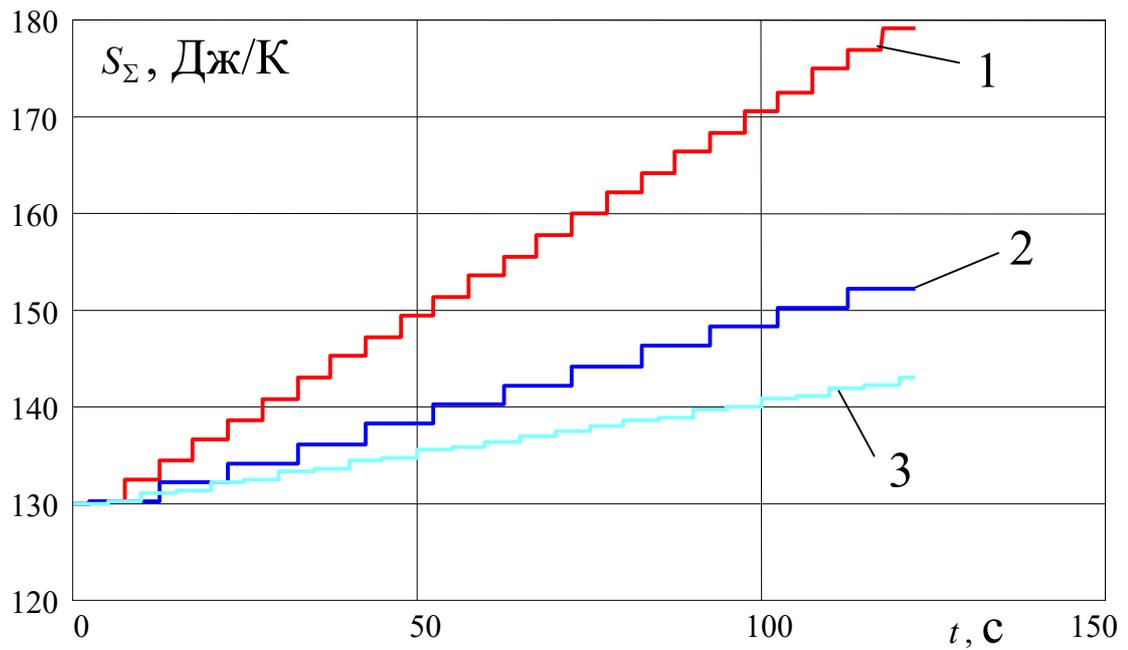


Рис. 3.5. Изменение суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе ($n = 1.4$):

1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

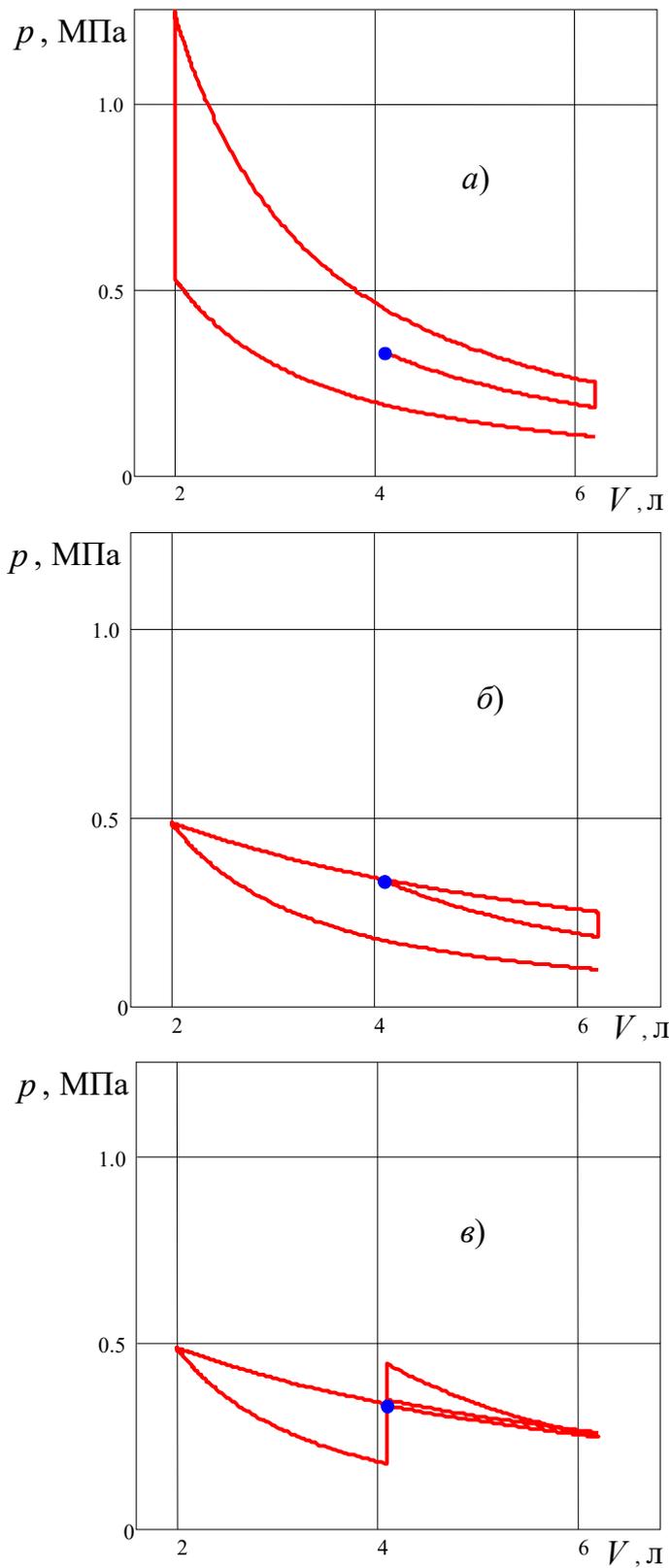


Рис. 3.6. Индикаторные $p - V$ диаграммы пневмоамортизатора на первом цикле колебаний ($n = 1.4$):

a – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

$б$ – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

$в$ – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

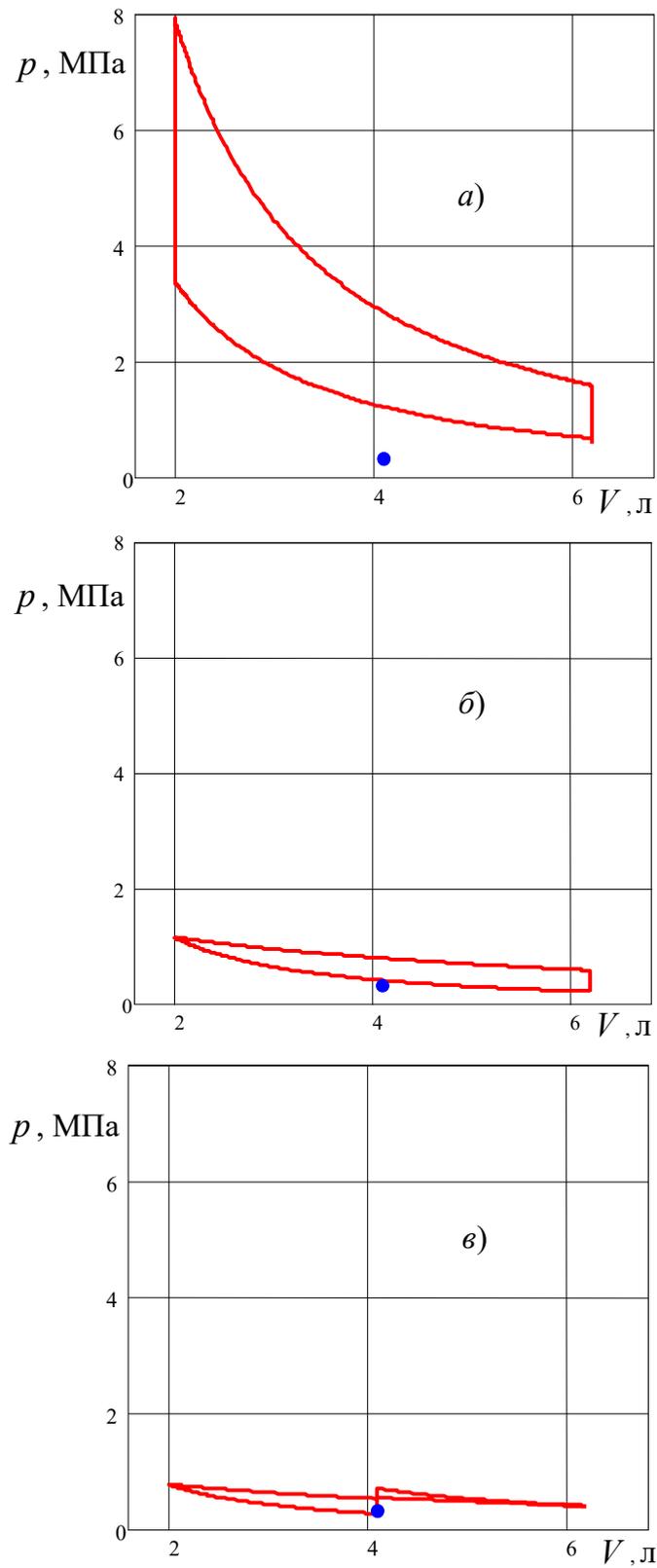


Рис. 3.7. Индикаторные $p - V$ диаграммы пневмоамортизатора на 12-м цикле колебаний ($n = 1.4$):

a – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

$б$ – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

$в$ – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

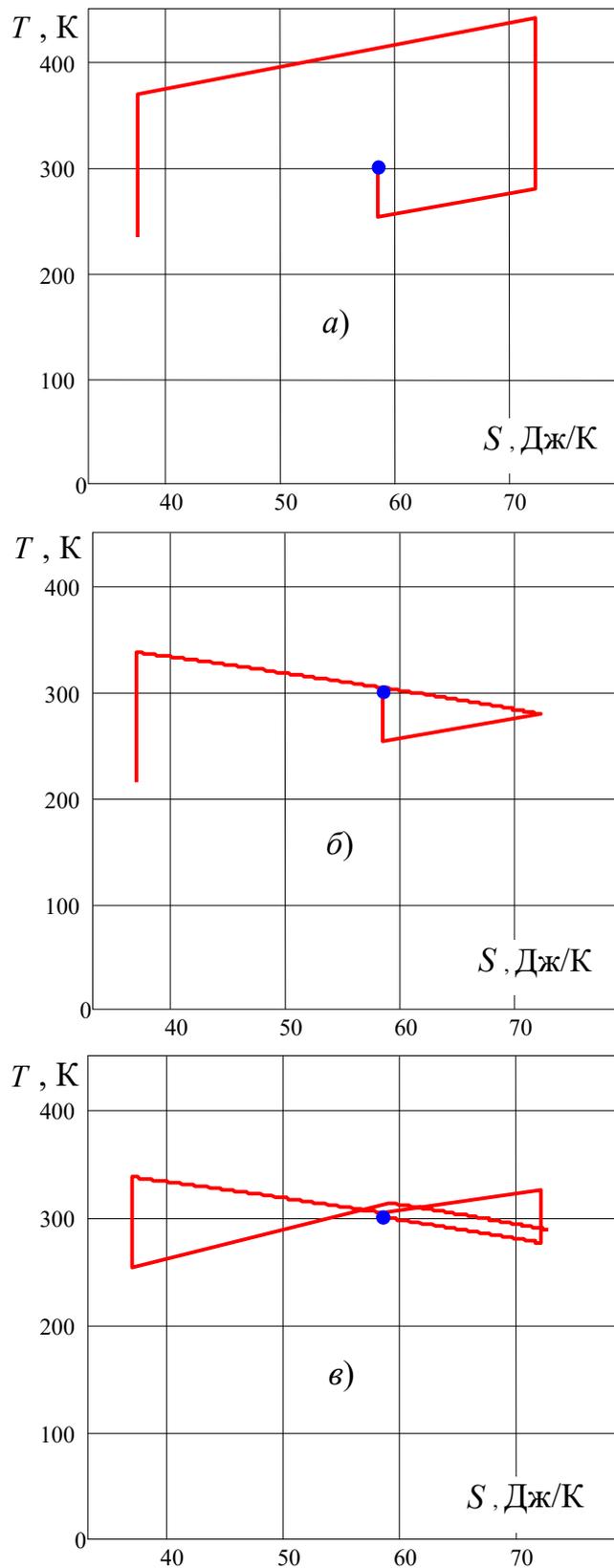


Рис. 3.8. Индикаторные $T - S$ диаграммы пневмоамортизатора на первом цикле колебаний ($n = 1.4$):

- a – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;
- $б$ – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;
- $в$ – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

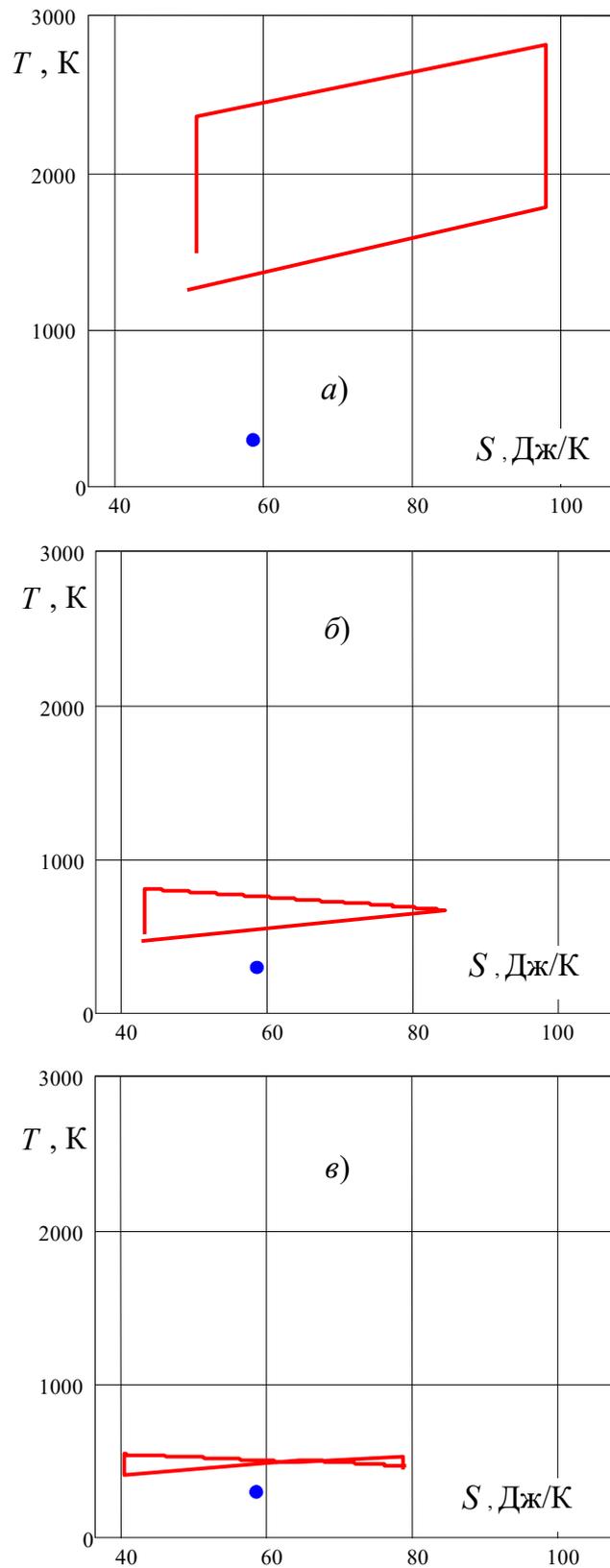


Рис. 3.9. Индикаторные $T - S$ диаграммы пневмоамортизатора на 12-м цикле колебаний ($n = 1.4$):

- а – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;
- б – при алгоритме управления по треугольной петле гистерезиса;
- в – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

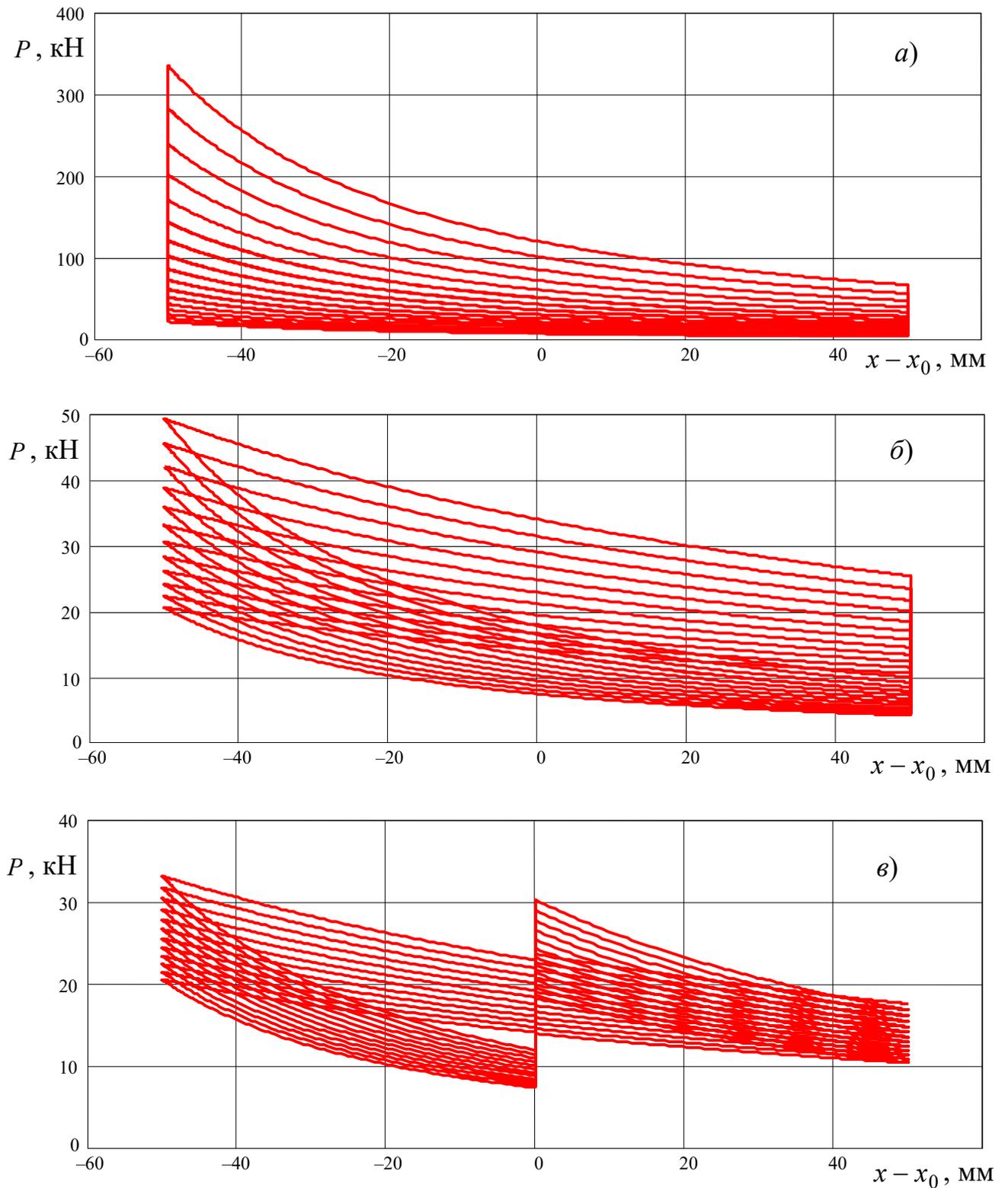


Рис. 3.10. Силовая $P - x$ характеристика пневмоамортизатора ($n = 1.4$):

a – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

б – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

в – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

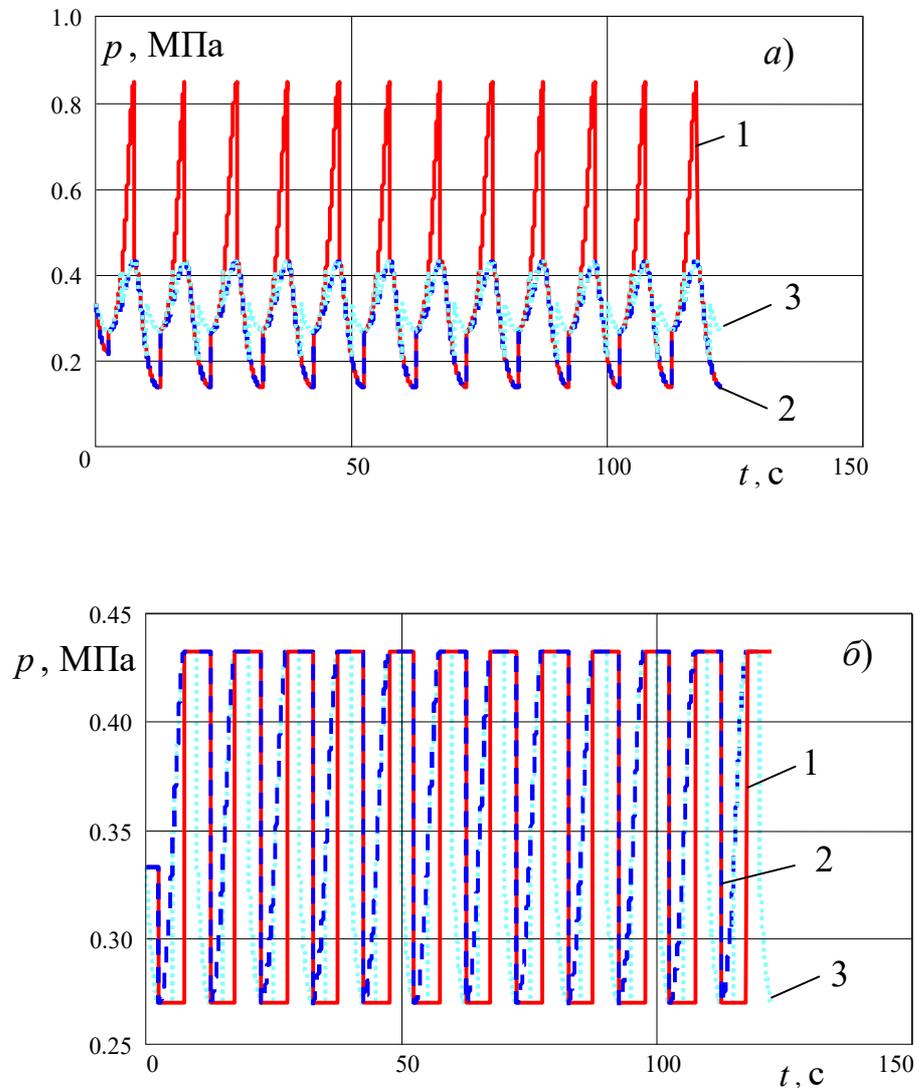


Рис. 3.11. Изменение давления газа в пневмоамортизаторе ($n = 1$):

1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

a – в рабочем объёме; b – в дополнительном объёме

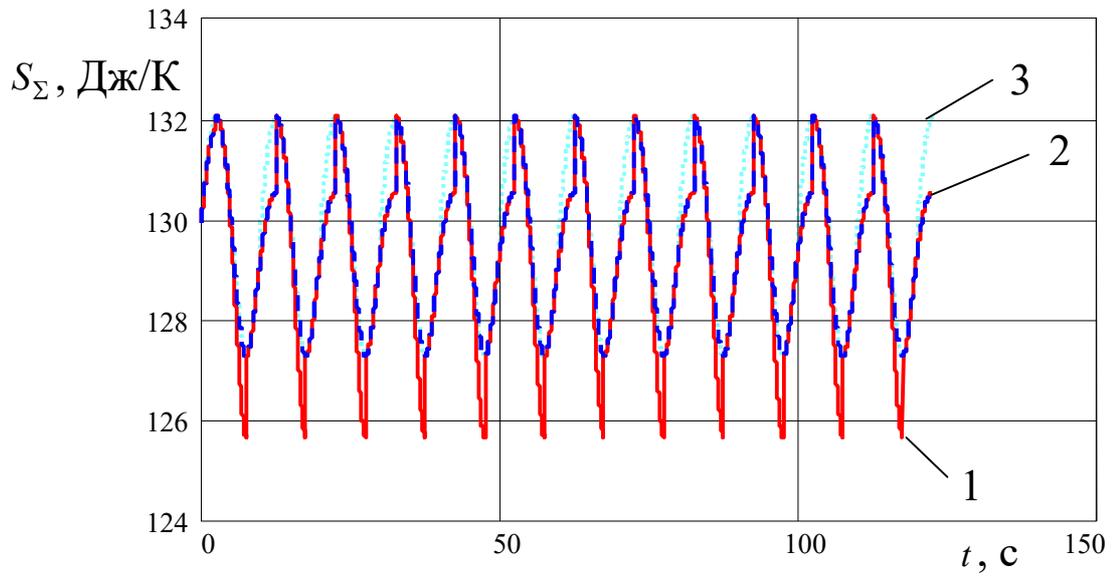


Рис. 3.12. Изменение суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе ($n = 1$):

- 1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;
- 2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;
- 3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

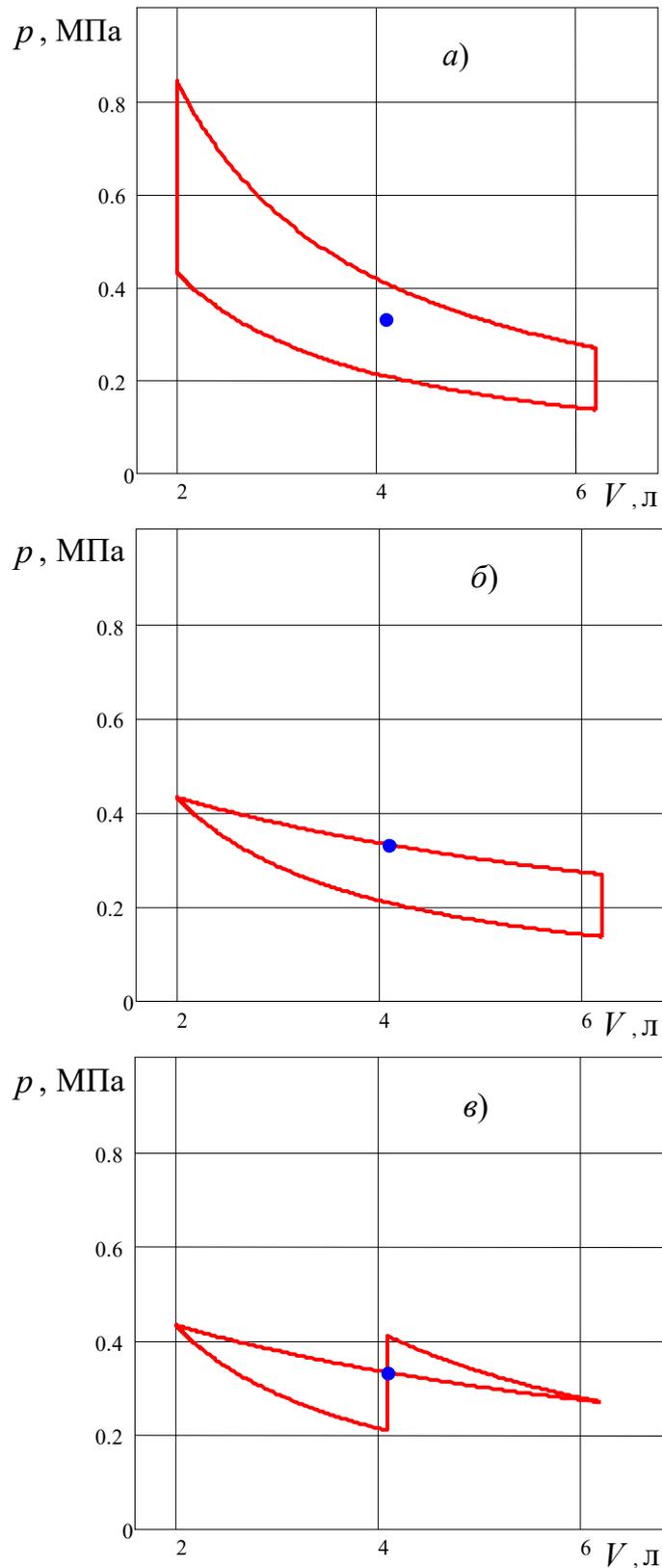


Рис. 3.13. Индикаторные $p - V$ диаграммы пневмоамортизатора на любом цикле колебаний ($n = 1$):

а – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

б – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

в – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

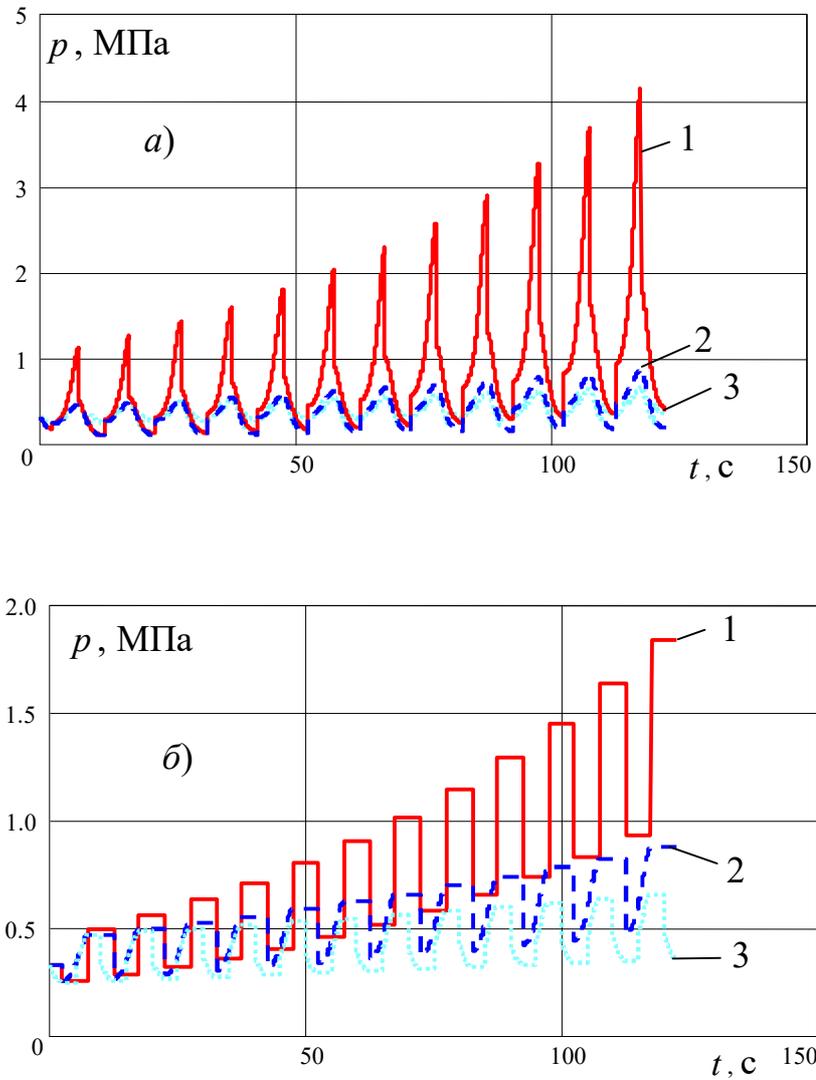


Рис. 3.14. Изменение давления газа в пневмоамортизаторе ($n = 1.3$):

1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

a – в рабочем объёме; $б$ – в дополнительном объёме

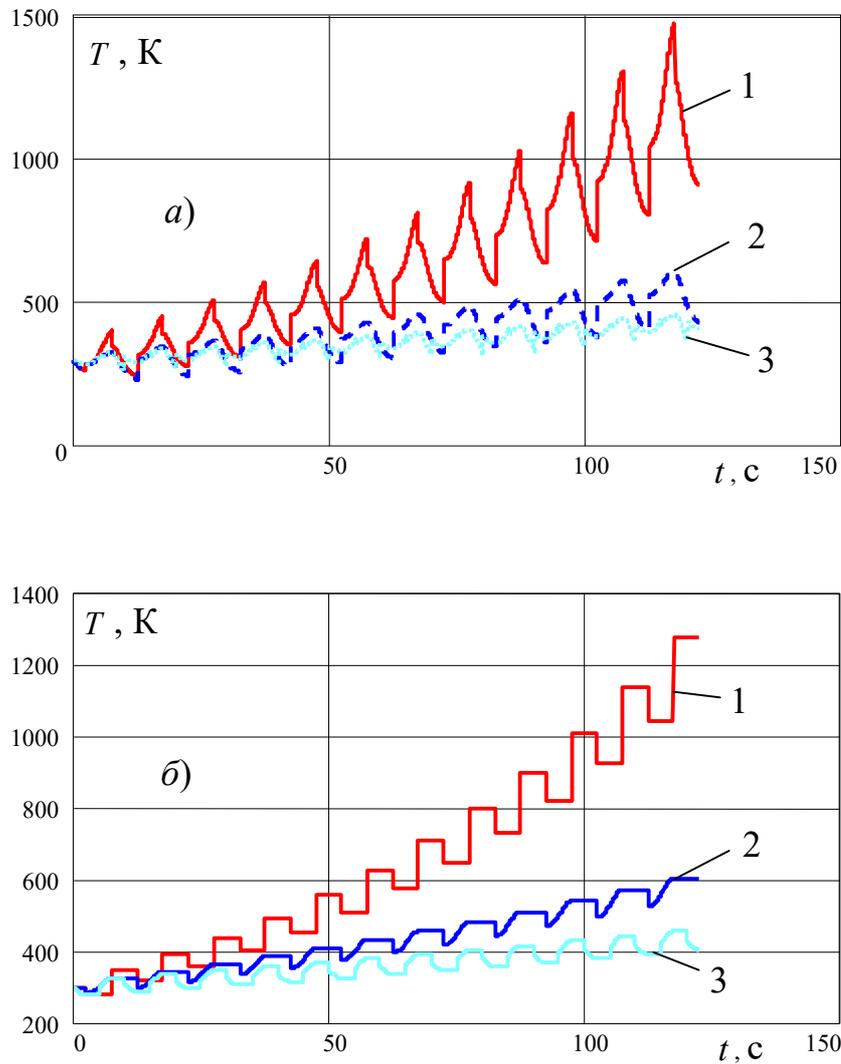


Рис. 3.15. Изменение температуры газа в пневмоамортизаторе ($n = 1.3$):

1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

a – в рабочем объёме; $б$ – в дополнительном объёме

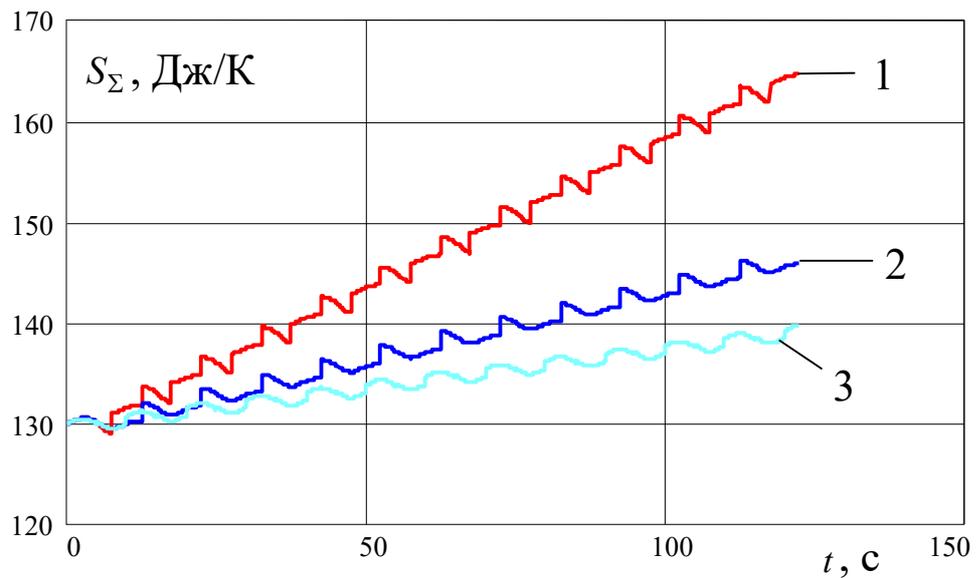


Рис. 3.16. Изменение суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе ($n = 1.3$):

- 1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;
- 2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;
- 3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

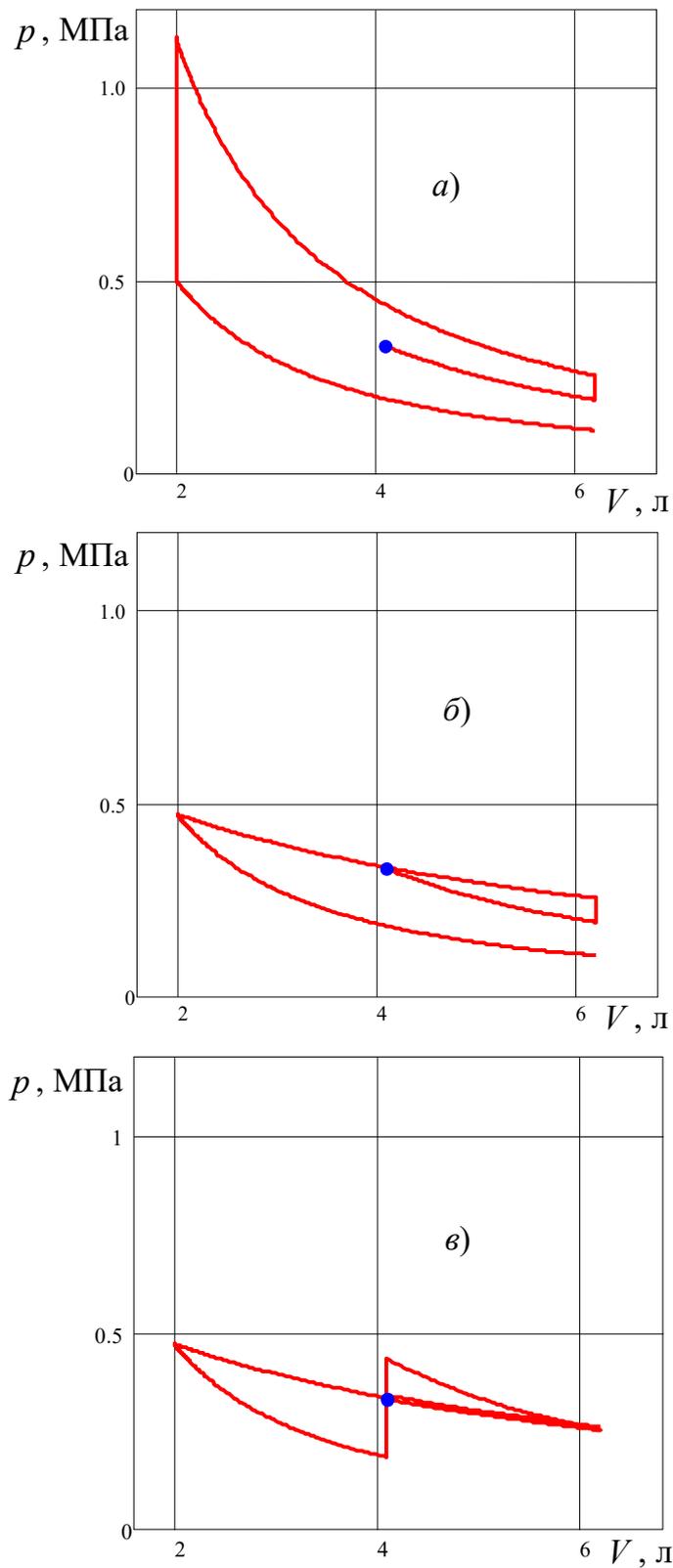


Рис. 3.17. Индикаторные $p - V$ диаграммы пневмоамортизатора на первом цикле колебаний ($n = 1.3$):

a – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

$б$ – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

$в$ – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

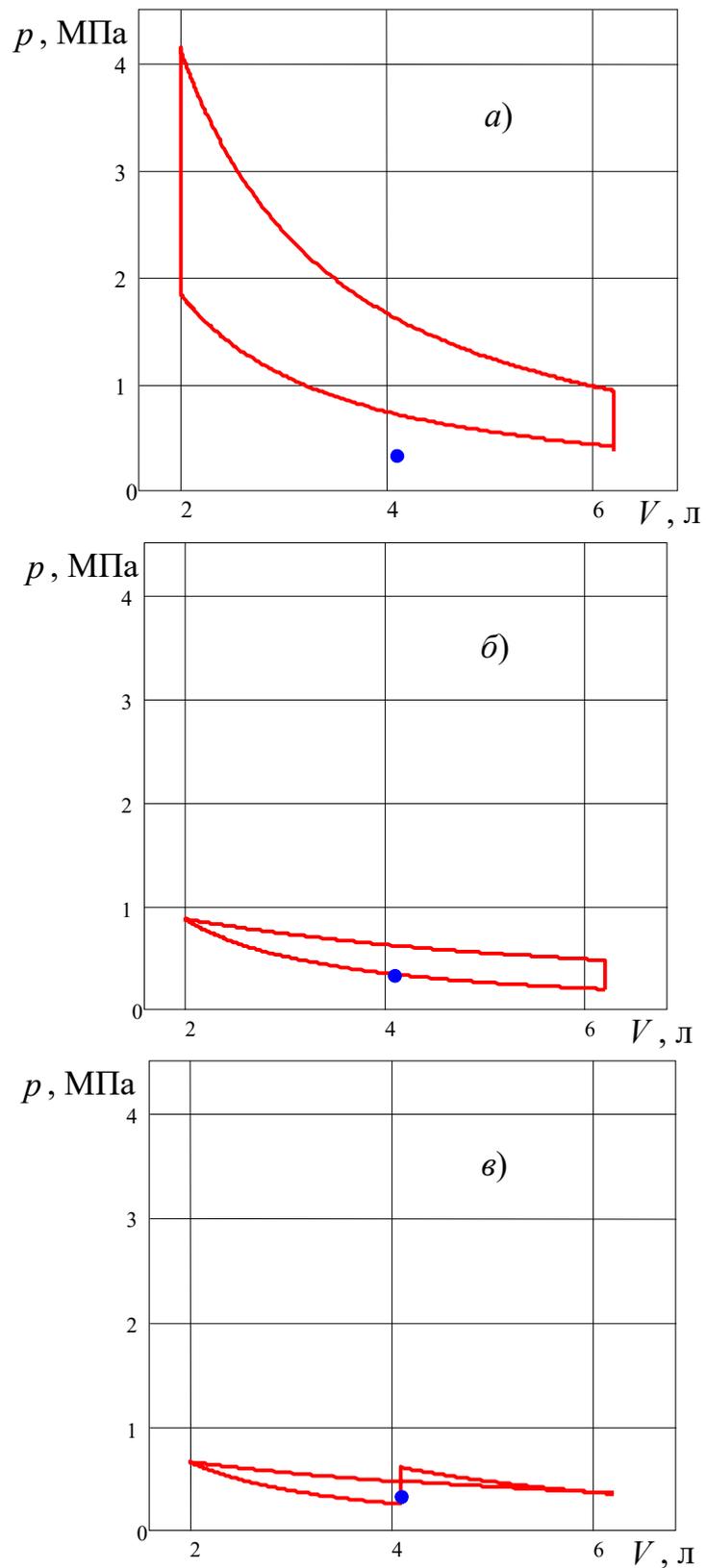


Рис. 3.18. Индикаторные $p - V$ диаграммы пневмоамортизатора на 12-м цикле колебаний ($n = 1.3$):

а – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

б – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

в – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

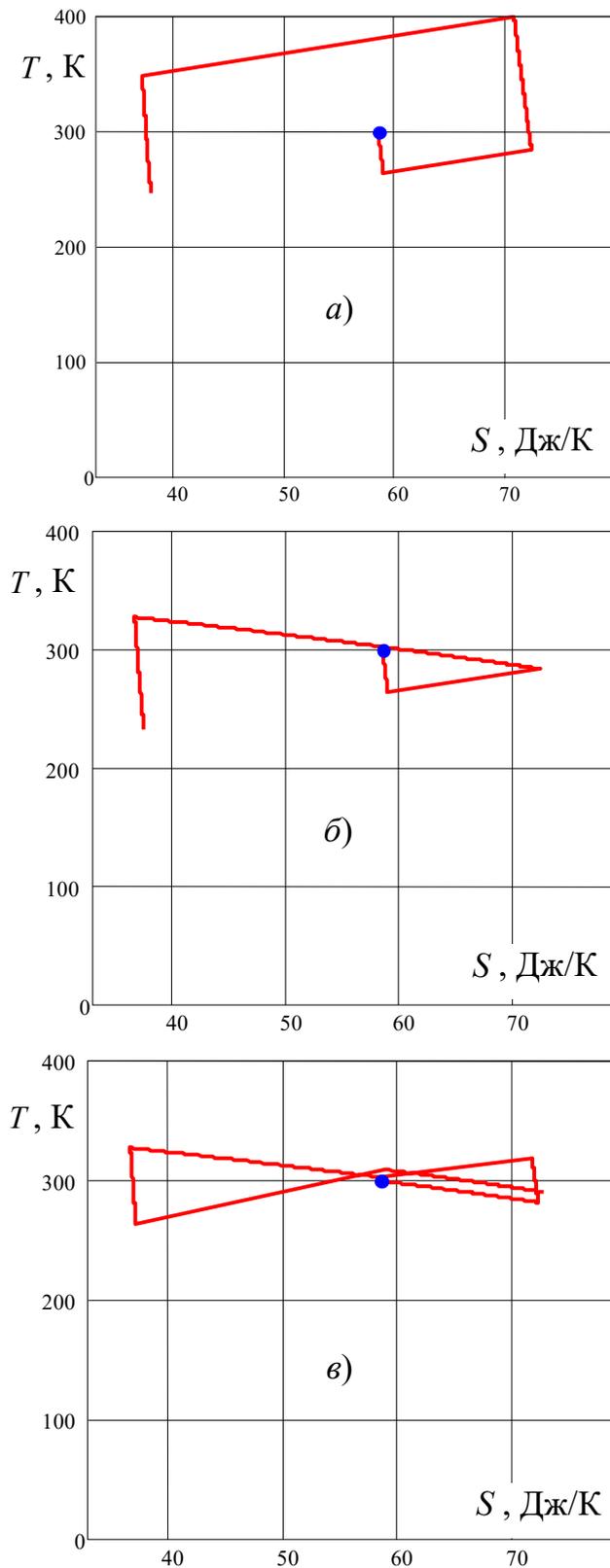


Рис. 3.19. Индикаторные $T - S$ диаграммы пневмоамортизатора на первом цикле колебаний ($n = 1.3$):

а – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

б – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

в – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

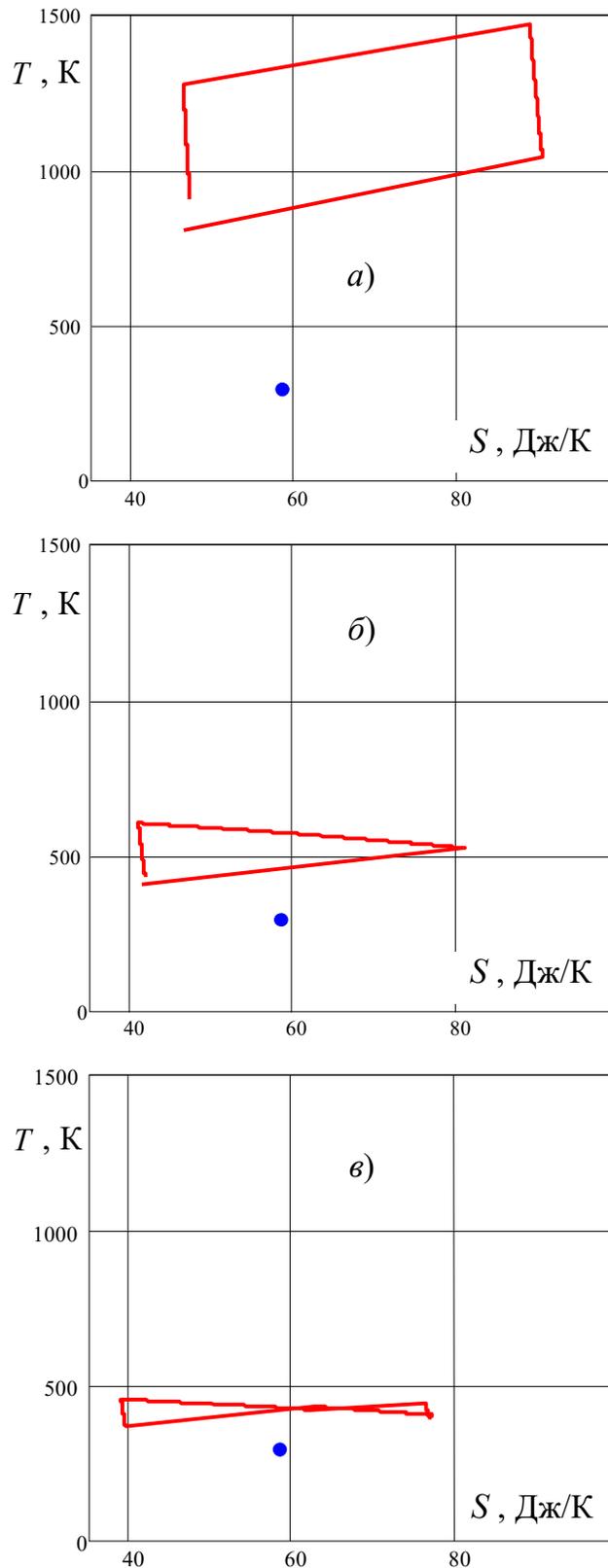


Рис. 3.20. Индикаторные $T - S$ диаграммы пневмоамортизатора на 12-м цикле колебаний ($n = 1.3$):

а – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

б – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

в – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

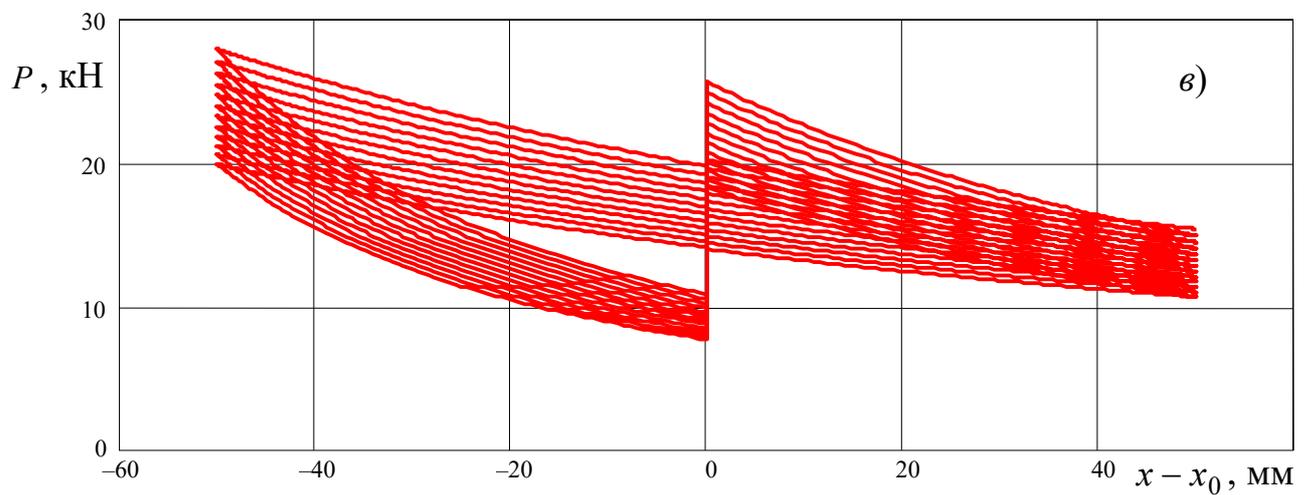
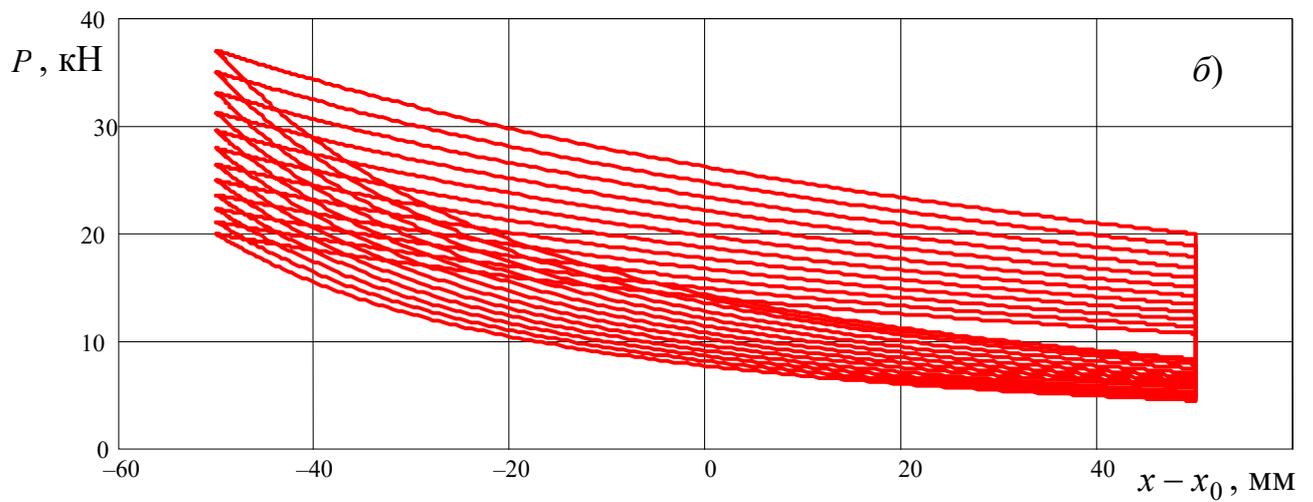
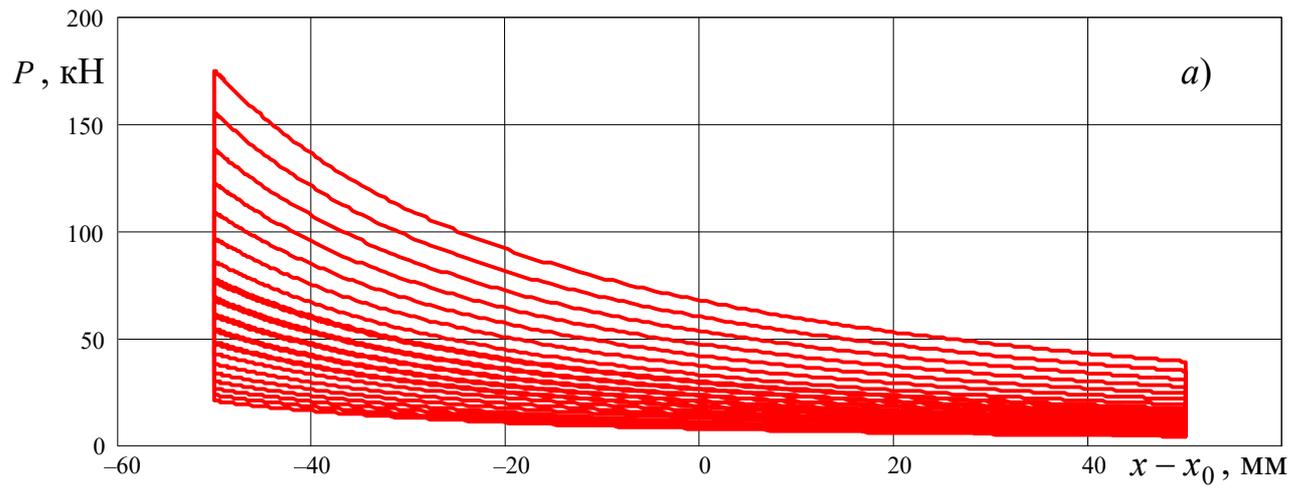


Рис. 3.21. Силовая $P - x$ характеристика пневмоамортизатора ($n = 1.3$):

a – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

б – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

в – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

3.3. ДИНАМИКА ОДНОМАССОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ КИНЕМАТИЧЕСКОМ ВОЗМУЩЕНИИ

Следующей рассмотрим задачу вынужденных колебаний одномассовой механической системы при кинематическом возмущении по гармоническому закону (рис. 3.1). Запишем уравнение движения амортизируемого объекта (рис. 3.1)

$$M\ddot{X} = P - Mg.$$

Поскольку $\ddot{X} = \ddot{x} + \ddot{\xi}$, имеем

$$\ddot{x} = P/M - g - \ddot{\xi}. \quad (3.3.1)$$

Возьмём закон кинематического возмущения, соответствующий движению автотранспортного средства с постоянной скоростью v по дороге, неровность которой составляет $2\xi_a$ на длине L :

$$\xi = \xi_a \sin(2\pi vt/L). \quad (3.3.2)$$

В результате уравнение движения (3.3.1) примет вид

$$\ddot{x} = P/M - g + \omega^2 \xi_a \sin(\omega t), \quad (3.3.3)$$

где

$$\omega = 2\pi v/L \quad (3.3.4)$$

– циклическая частота возмущения. Дифференциальное уравнение (3.3.3) надлежит дополнить начальными условиями, которые сформулируем в виде

$$x|_{t=0} = x_0, \quad \dot{x}|_{t=0} = -\dot{\xi}(0) = -\omega \xi_a, \quad (3.3.5)$$

что соответствует положению равновесия амортизируемого объекта при $t = 0$.

Примем следующие значения параметров возмущения:

- амплитуда неровности дороги

$$\xi_a = 25 \text{ мм};$$

- длина неровности дороги

$$L = 3 \text{ м};$$

- скорость движения

$$v = 60 \text{ км/час};$$

- циклическая частота возмущающих колебаний по формуле (3.3.4)

$$\omega = 34.91 \text{ 1/с.}$$

- период возмущающих колебаний

$$\tau = 2\pi/\omega = 0.18 \text{ с};$$

- частота возмущающих колебаний

$$f = 1/\tau = 5.56 \text{ Гц.}$$

Закон кинематического возбуждения, соответствующий указанным параметрам для 12 циклов колебаний, проиллюстрирован на рис. 3.22.

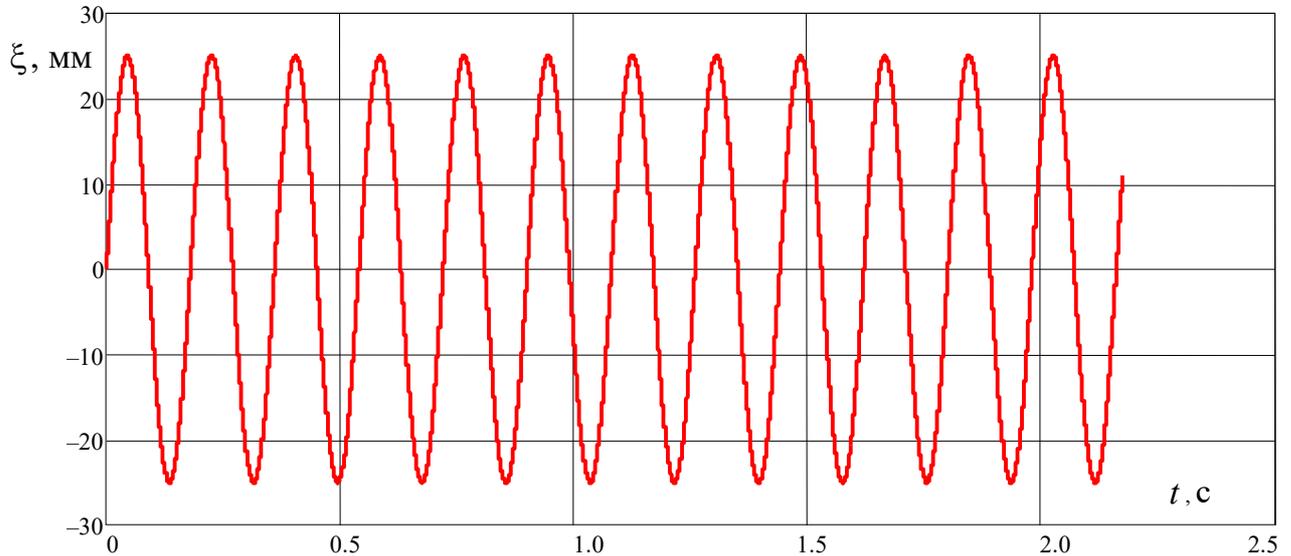


Рис. 3.22. Закон кинематического возбуждения колебаний

В рамках поставленных вопросов ограничимся рассмотрением случая, когда $n = 1.3$. Если судить по изменению во времени координаты x (рис. 3.23, а), то в соответствии с рис. 2.2 можно отметить рост высоты пневмоамортизатора почти по линейному закону. Второй алгоритм управления клапаном обеспечивает меньший размах колебаний высоты пневмоамортизатора и более низкий уровень перегрузок, чем остальные два алгоритма (рис. 3.23, б). Темп изменения давления (рис. 3.24) и температуры (рис. 3.25) в рабочем и дополнительном объемах характерен для медленного, но постепенного выхода на режим, близкий к установившемуся режиму. На это достаточно убедительно указывает асимптотическое стремление к некоторому верхнему пределу среднего значения суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе (рис. 3.26). На $p - V$ диаграммах (рис. 3.27), на $T - S$ диаграммах (рис. 3.28) и на силовых $P - x$ характеристиках пневмоамортизатора (рис. 3.29) видно, что от цикла к циклу петли гистерезиса располагаются каждый раз всё ближе и ближе друг к другу.

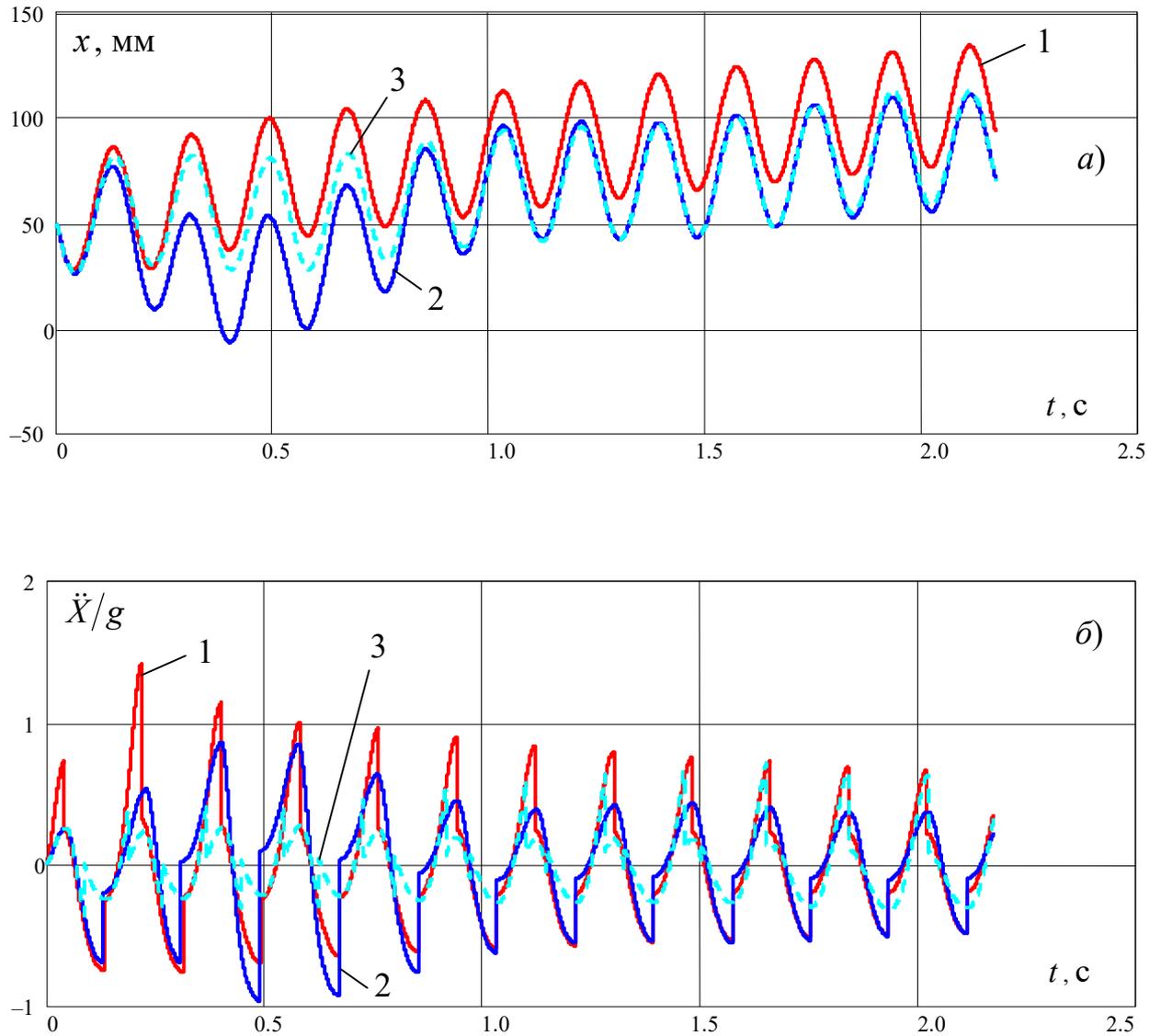


Рис. 3.23. Кинематические параметры движения ($n = 1.3$):

1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

a – высота пневмоамортизатора;

b – абсолютное ускорение амортизируемого объекта

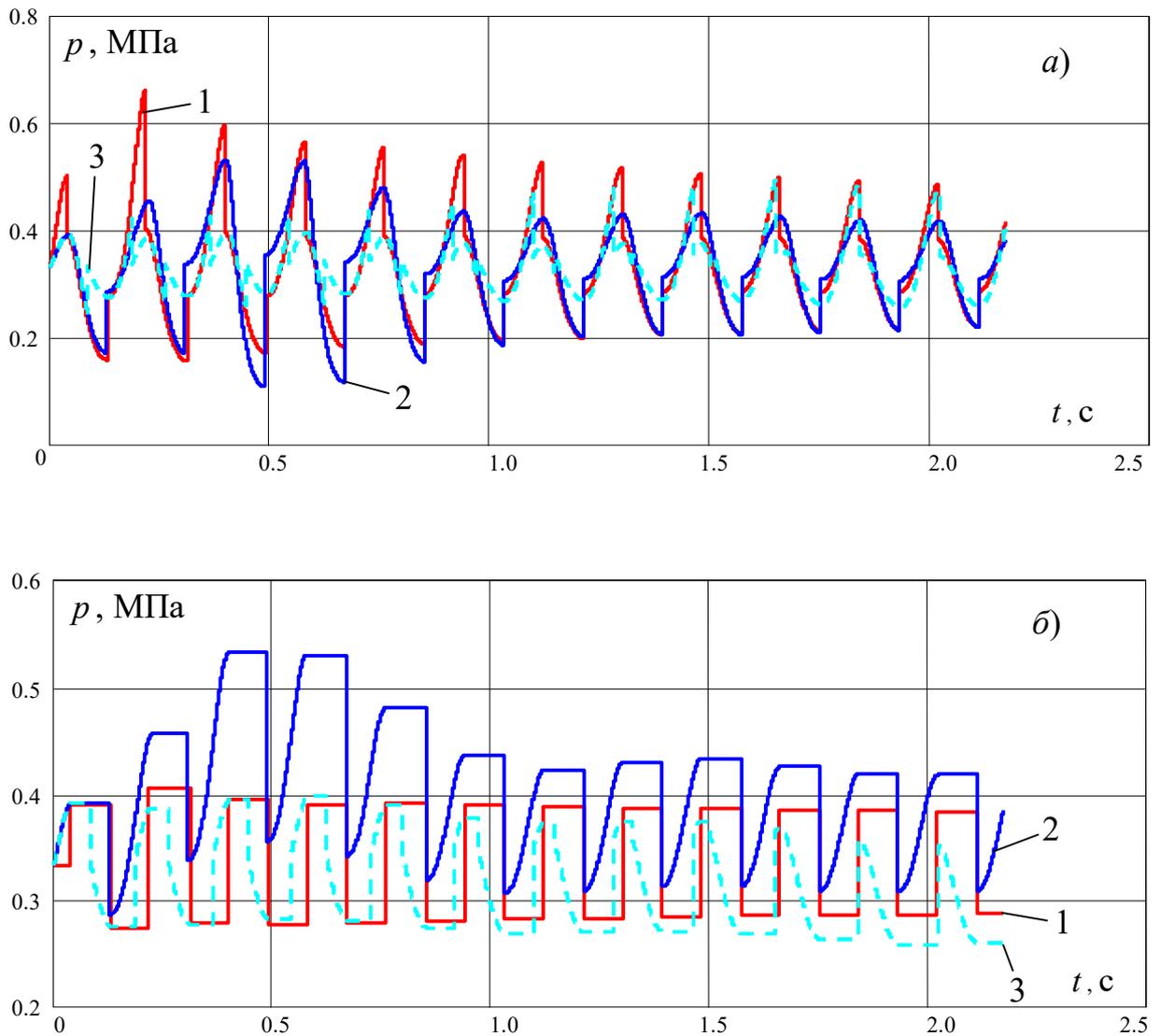


Рис. 3.24. Изменение давления газа в пневмоамортизаторе ($n = 1.3$):

1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

a – в рабочем объёме; b – в дополнительном объёме

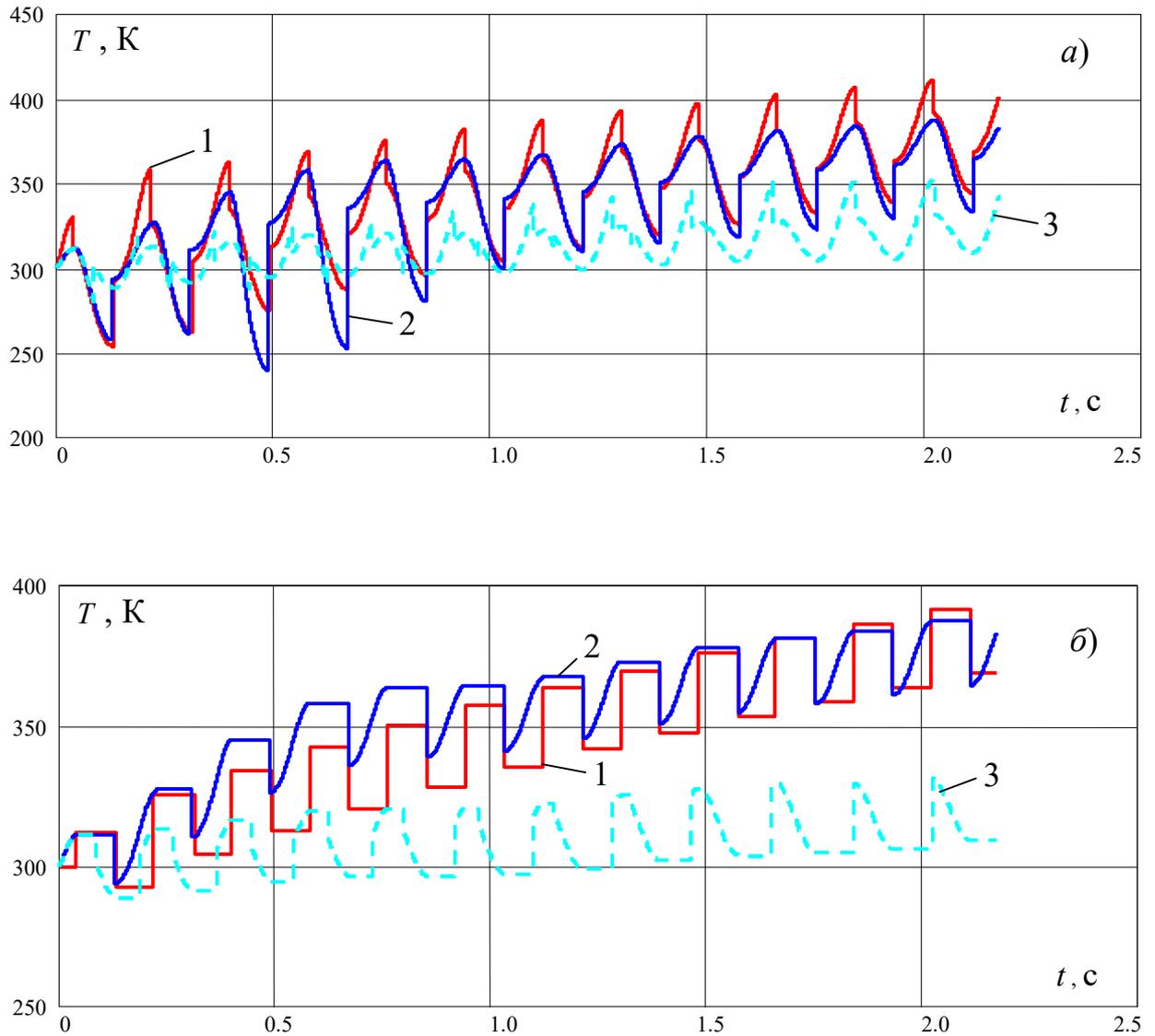


Рис. 3.25. Изменение температуры газа в пневмоамортизаторе ($n = 1.3$):

1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

a – в рабочем объёме; $б$ – в дополнительном объёме

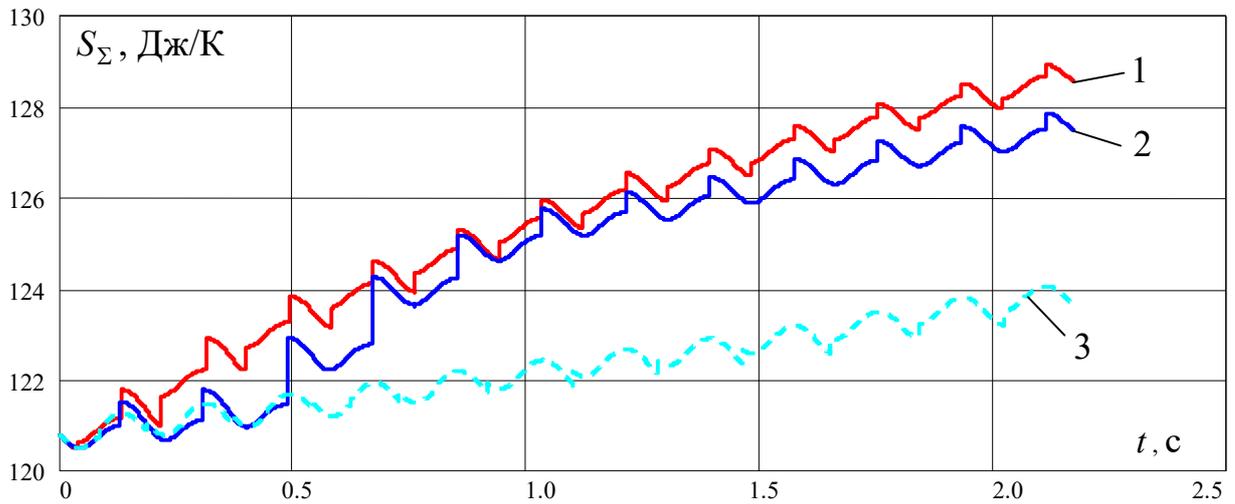


Рис. 3.26. Изменение суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе ($n = 1.3$):

1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

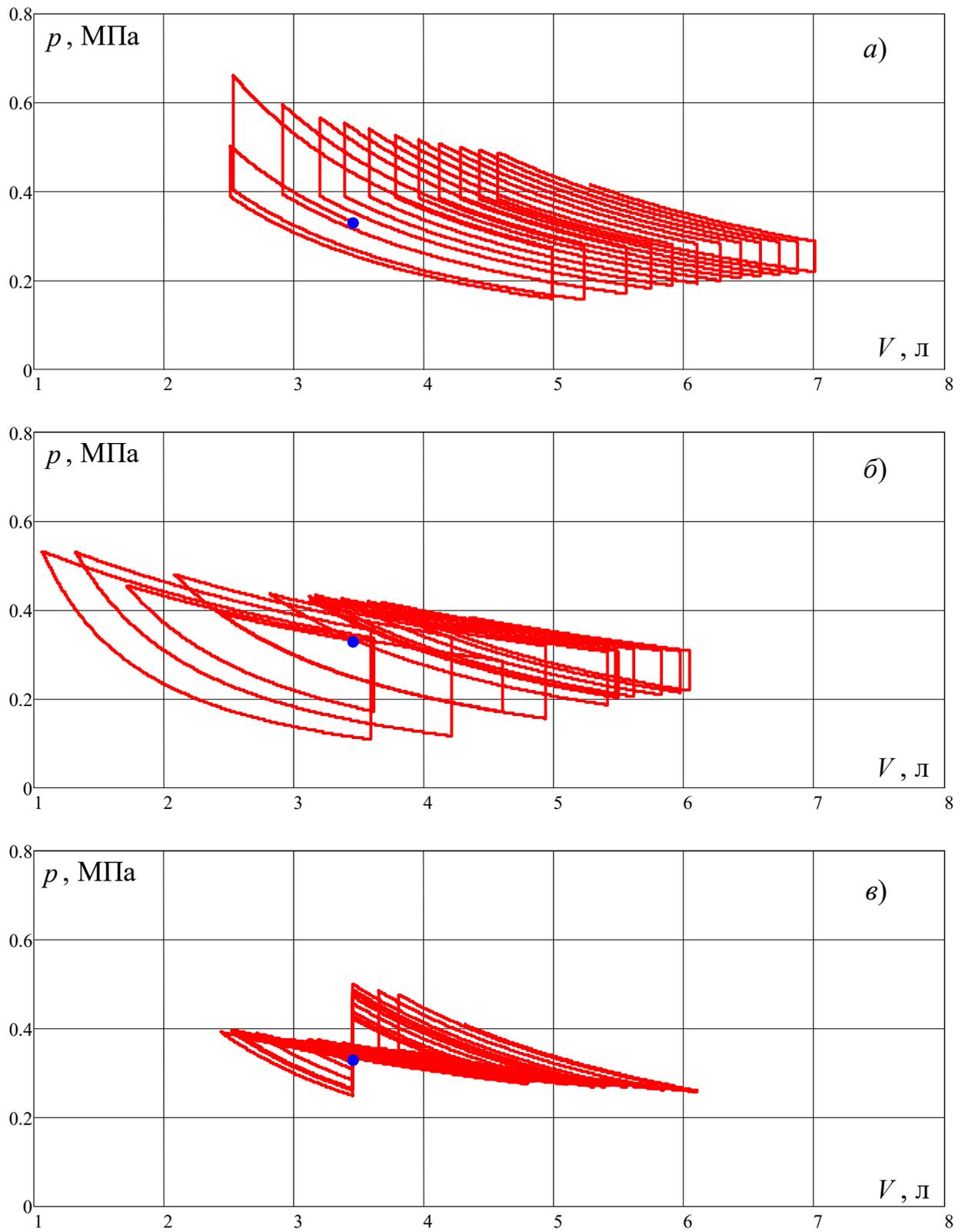


Рис. 3.27. Индикаторные $p - V$ диаграммы пневмоамортизатора ($n = 1.3$):

a – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

б – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

в – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

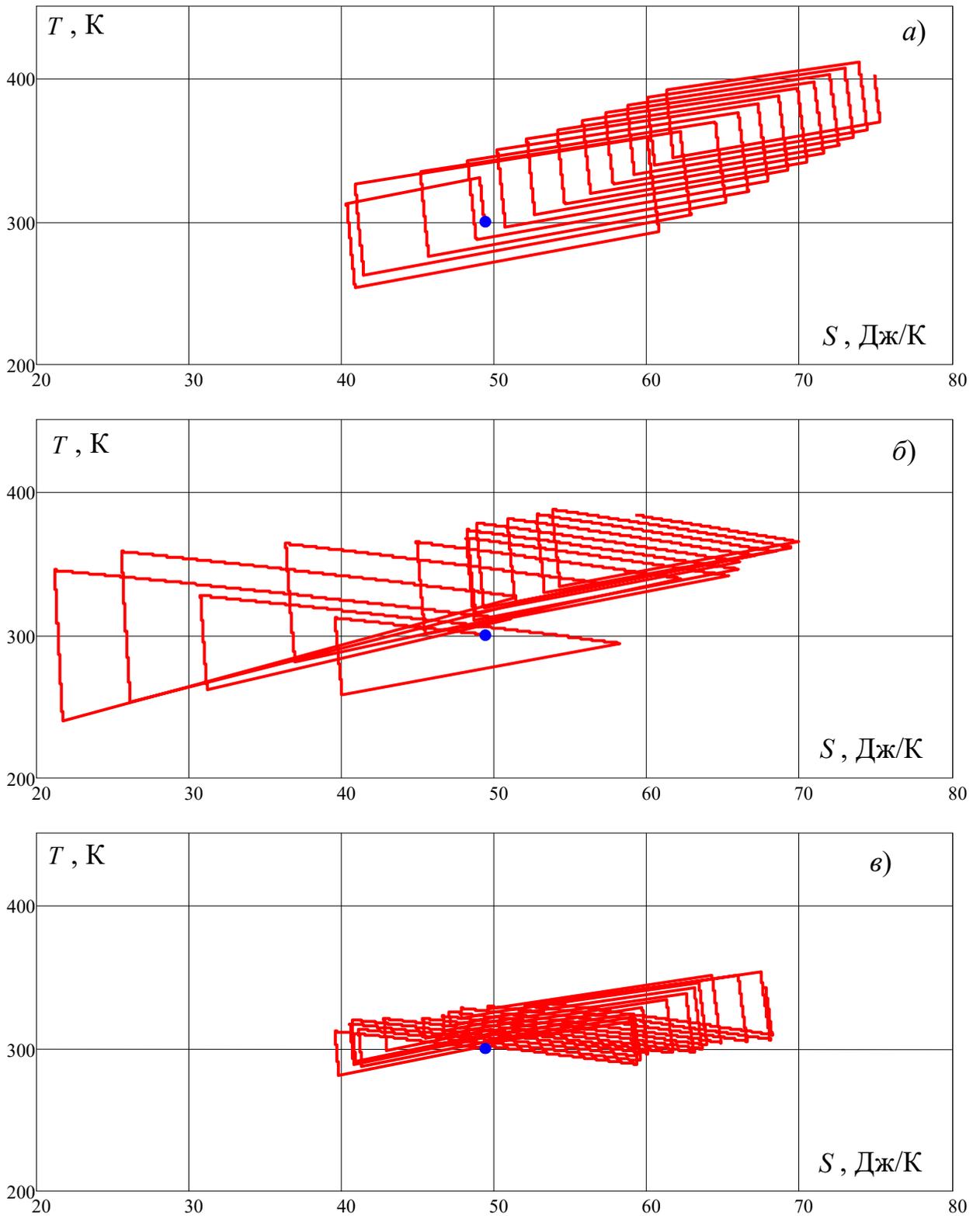


Рис. 3.28. Индикаторные $T - S$ диаграммы пневмоамортизатора ($n = 1.3$):

a – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

б – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

в – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

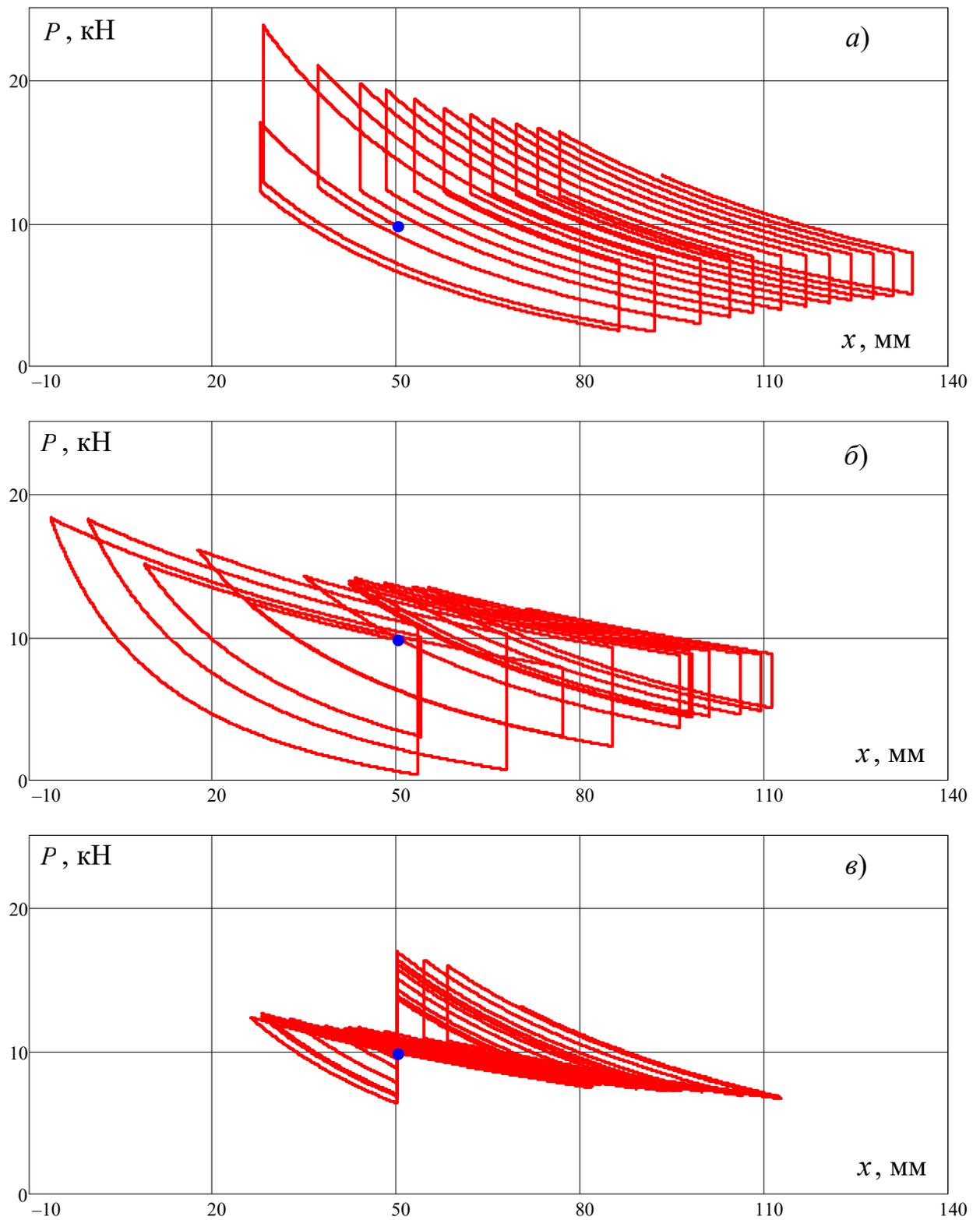


Рис. 3.29. Силовые $P - x$ характеристики пневмоамортизатора ($n = 1.3$):

a – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса;

б – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса;

в – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

Всё перечисленное не позволяет сделать однозначного вывода о возможности установившегося (или близкого к нему) режима работы пневмоамортизатора, предположение о существовании которого лежит в основе традиционного метода расчёта пневмоамортизаторов. Правда, традиционный метод не касается вопросов теплообмена с окружающей средой, хотя и опирается на схематизацию рабочих $p-V$ диаграмм пневмоамортизатора уравнением политропы. Например, если рабочие диаграммы схематизируются политропой с показателем $n = k$, то это вовсе не означает, что предполагается адиабатическая изоляция пневмоамортизатора от окружающей среды. Напротив, полагается, что вся выделяющаяся за цикл теплота, равная площади петли гистерезиса, отводится неким образом в окружающую среду полностью. Процессы теплообмена не рассматриваются, всё внимание сосредотачивается на механической стороне вопроса. При этом использования аппроксимации рабочих диаграмм уравнением политропы оказывается вполне достаточным для достижения требуемой точности в описании механических процессов колебаний, но недостаточно для точного описания протекающих тепловых процессов, поскольку они, как и в поршневых компрессорах (разд. 1.3.3), являются вариатропными процессами (мгновенное значение показателя политропы является переменным).

3.4. ДИНАМИКА ЗАТУХАЮЩИХ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ОДНОМАССОВОЙ СИСТЕМЫ АМОРТИЗАЦИИ С ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРОМ

Математическое описание задачи затухающих свободных колебаний одно-массовой системы амортизации с пневмоамортизатором незначительно отличается от соответствующего описания предыдущей задачи (рис. 3.1): рассматриваемому случаю отвечает нулевое кинематическое возмущение $\xi(t) \equiv 0$, поэтому уравнение движения амортизируемого объекта (3.3.1) имеет вид

$$\ddot{x} = P/M - g. \quad (3.3.6)$$

Начальные условия сформулируем следующим образом:

$$x|_{t=0} = x_0, \quad \dot{x}|_{t=0} = -v_0. \quad (3.3.7)$$

Начальную скорость v_0 примем равной скорости, которую приобретает подрессоренная масса при падении с высоты $H_0 = 50$ мм в соответствии с [8]. В силу кратковременности процесса затухающих колебаний можно пренебречь теплообменом с окружающей средой и положить показатель политропы $n = k$.

Результаты численных расчётов представлены на рис. 3.30-рис. 3.35, для них используются ранее принятые обозначения: 1 – алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса; 2 – алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса; 3 – алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки.

Подрессоренная масса совершает затухающие колебания только по третьему алгоритму управления, для остальных двух алгоритмов движение подрессоренной массы является апериодическим (рис. 3.30), что указывает на высокую степень демпфирования, сопоставимую по уровню с гидроамортизаторами. По окончании процесса колебаний подрессоренная масса поднимается над положением статического равновесия на высоту $\Delta x = 9.98$ мм, одинаковую для всех трёх алгоритмов управления. При этом температура воздуха в рабочем и дополнительном объёме увеличивается на $\Delta T = 14.98$ К (рис. 3.31, рис. 3.32), а давление возвращается на начальный уровень (рис. 3.33, рис. 3.34). Последнее объясняется достаточно просто, в положении равновесия согласно (3.3.6) усилие пневмоамортизатора (2.4.41) уравнивает силу тяжести подрессоренной массы: $Mg = (p - p_{\text{атм}})F_3$.

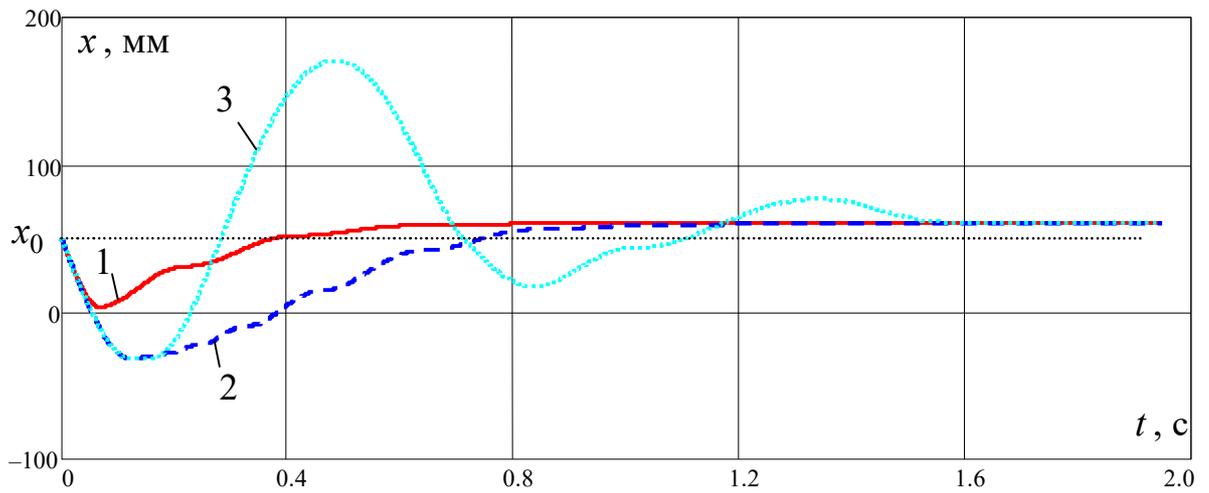


Рис. 3.30. Координата затухающих свободных колебаний ($n = 1.4$)

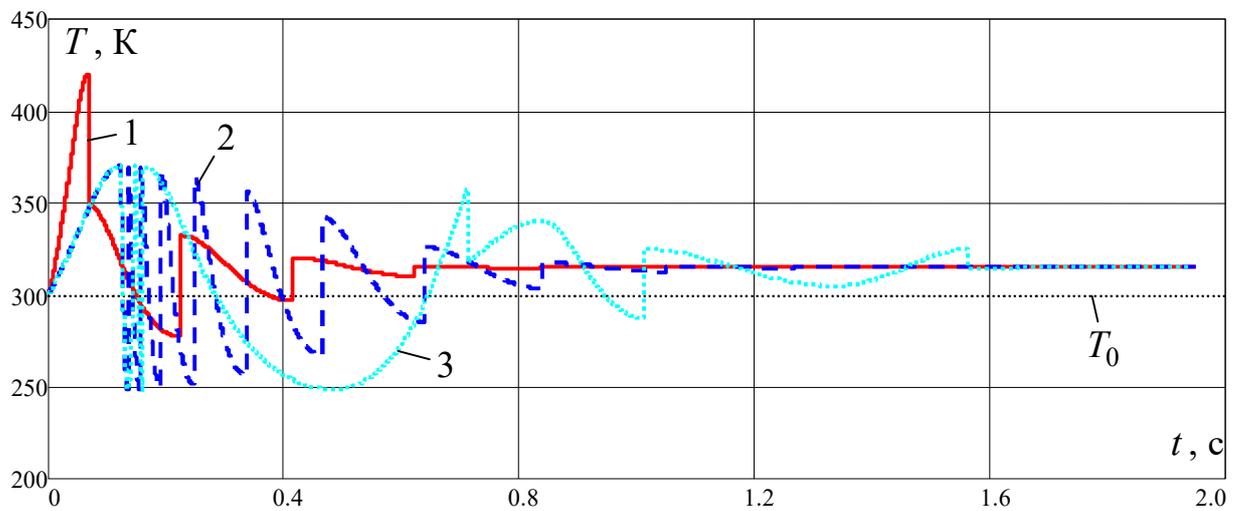


Рис. 3.31. Температура газа в рабочем объёме пневмоамортизатора при затухающих свободных колебаниях ($n = 1.4$)

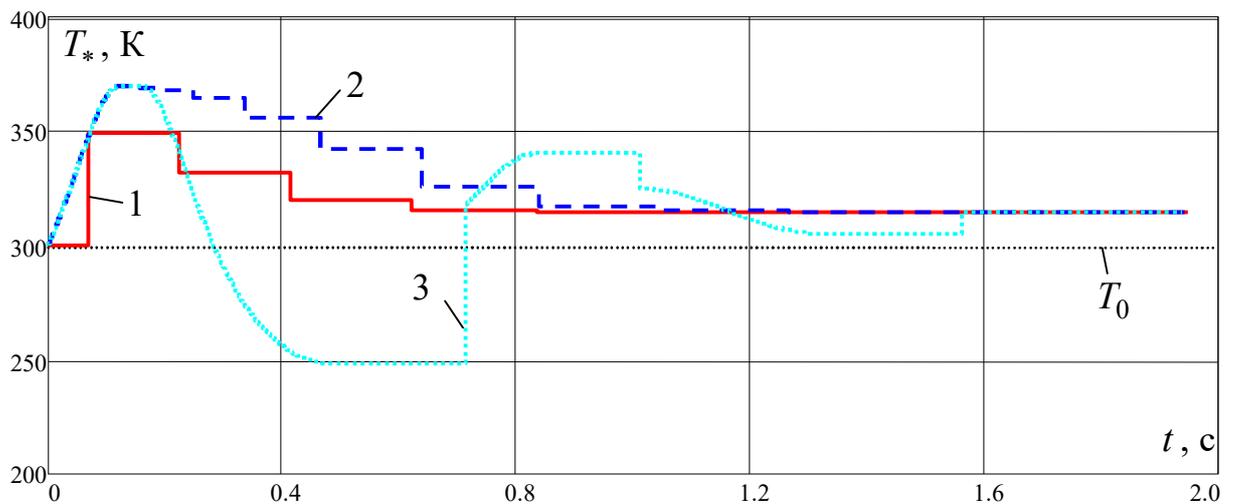


Рис. 3.32. Температура газа в дополнительном объёме пневмоамортизатора при затухающих свободных колебаниях ($n = 1.4$)

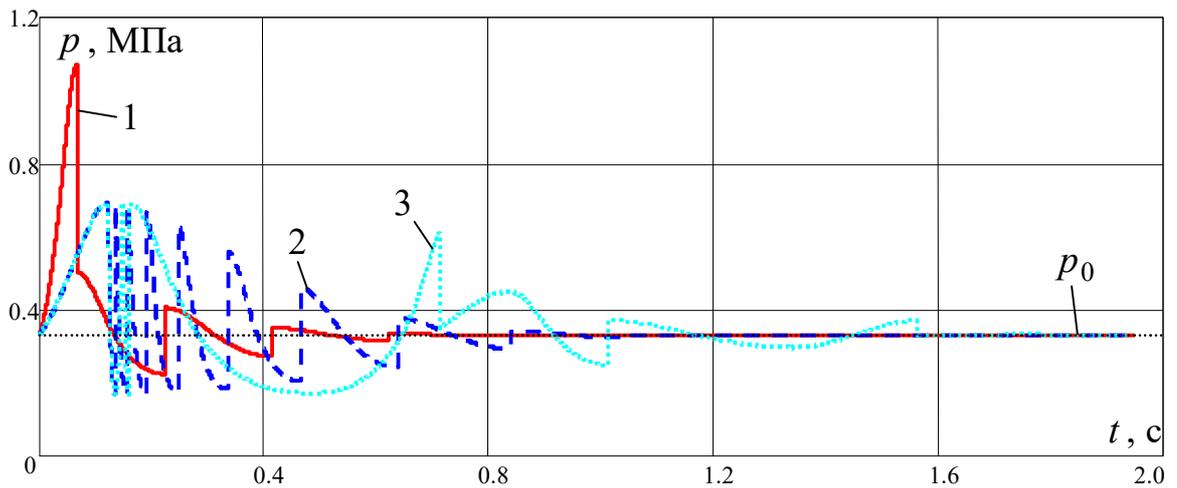


Рис. 3.33. Давление газа в рабочем объёме пневмоамортизатора при затухающих свободных колебаниях ($n = 1.4$)

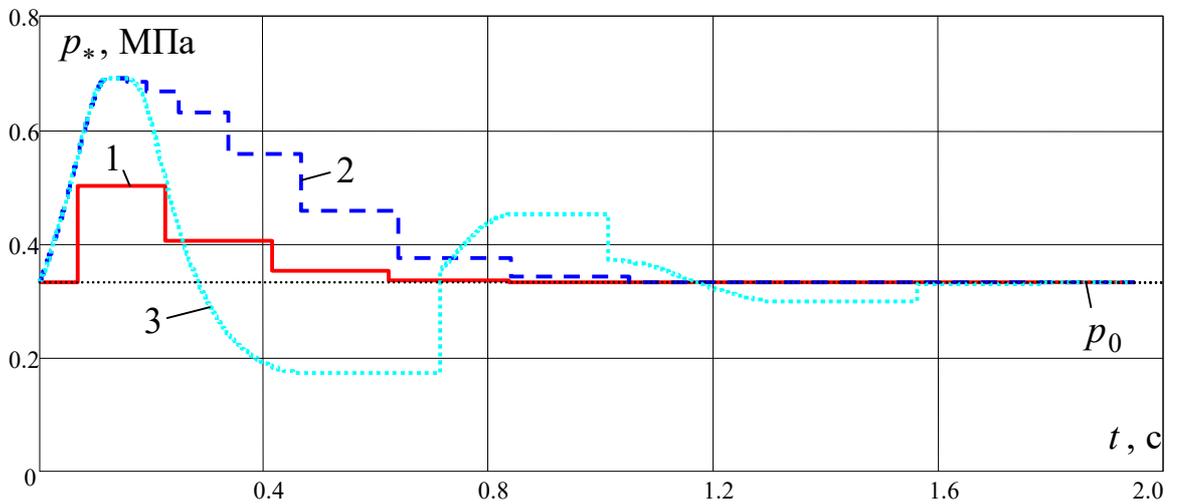


Рис. 3.34. Давление газа в дополнительном объёме пневмоамортизатора при затухающих свободных колебаниях ($n = 1.4$)

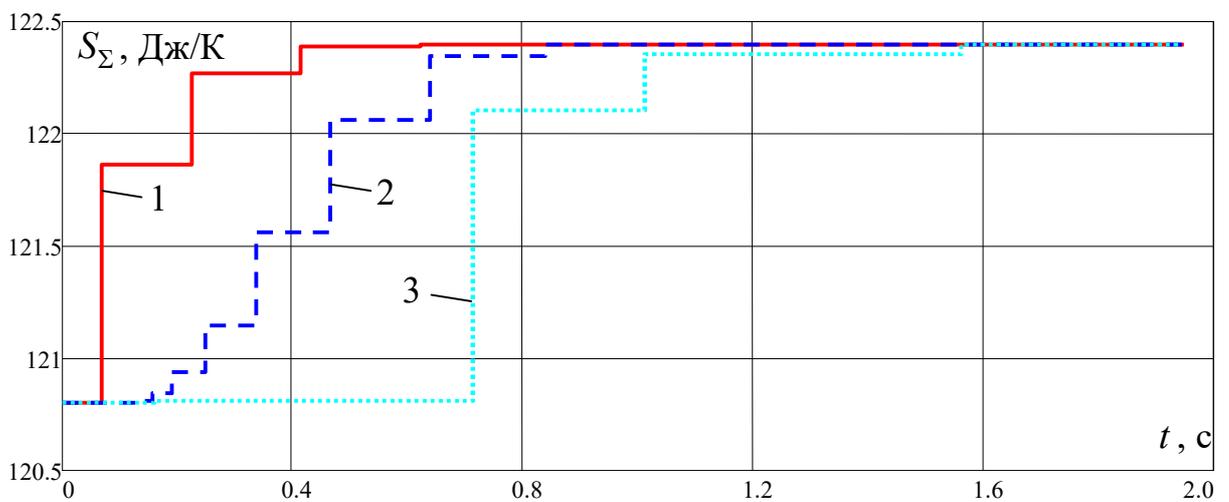


Рис. 3.35. Суммарная энтропия газа в пневмоамортизаторе при затухающих свободных колебаниях ($n = 1.4$)

Проанализируем полученные результаты с позиций закона сохранения энергии. При падении с высоты $H_0 = 50$ мм подрессоренная масса приобретает скорость $v_0 = \sqrt{2gH_0} = 0.99$ м/с, т.е. потенциальная энергия $\Pi = MgH_0 = 490.5$ Дж переходит в кинетическую энергии $K = Mv_0^2/2$. Данная энергия поглощается пневмоамортизатором, что приводит к нагреву воздуха (в рабочем и дополнительном объёмах) на $\Delta T = 14.98$ К и соответствующему приращению внутренней энергии воздуха $\Delta U = m_{\Sigma}c_v\Delta T = 350.343$ Дж. Помимо этого кинетическая энергия K (или потенциальная энергия Π) идёт увеличение потенциальной энергии подрессоренной массы $\Delta\Pi = Mg\Delta x = 97.962$ Дж за счёт подъёма на высоту $\Delta x = 9.98$ мм, а также на совершение работы $\Delta A = p_{\text{атм}}\Delta x = 42.195$ Дж против сил атмосферного давления при расширении воздуха на величину $\Delta V = F_3\Delta x = 0.42$ л. В итоге получается

$$\Pi = \Delta U + \Delta\Pi + \Delta A = 350.343 + 97.962 + 42.195 = 490,5 \text{ Дж.}$$

Согласно определению политропного процесса (2.2.1) или (2.2.2) от покоящегося газа теплота не отводится, какой не была бы его температура. В этом заключается причина получения описанных результатов, которые имеют строгий физический смысл только для малых промежутков времени, в течение которых теплообмен с окружающей средой несущественен. В действительности после затухания колебаний от воздуха в пневмоамортизаторе постепенно отводится теплота $\Delta Q = \Pi$, за счёт чего температура воздуха становится равной температуре окружающей среды $T_0 = 300$ К, а подрессоренная масса возвращается в положение статического равновесия с координатой $x = x_0$.

В дополнение следует отметить, что одним из важных критериев эффективности демпфирования колебаний (пневмоамортизатором той или иной конструкции, с тем или иным алгоритмом управления) может служить изменение суммарной энтропии газа при затухающих свободных колебаниях: наиболее эффективным является тот пневмоамортизатор, суммарная энтропия которого достигает определённого значения за наименьшее время (рис. 3.35).

3.5. УСЛОВИЕ СУЩЕСТВОВАНИЯ УСТАНОВИВШЕГОСЯ РЕЖИМА РАБОТЫ

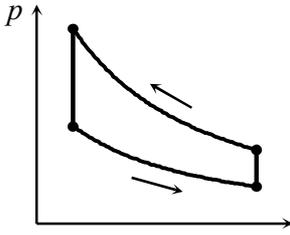


Рис. 3.36. Индикаторная диаграмма

Рассмотрим детально вопрос, при каком значении коэффициента политропы осуществим установившийся режим работы пневмоамортизатора, в ходе которого от цикла к циклу повторяется одна и та же индикаторная диаграмма (рис. 3.36). По теореме об изменении внутренней энергии (2.1.7) для замкнутой (по массе) термодинамической системы в любом круговом процессе теплота, подведённая от внешних источников, равна работе

внутренних сил:

$$\oint dQ^{ext} = \oint dA^{int}. \quad (3.5.1)$$

По определению политропного процесса теплота, подводимая от внешних источников, связана с работой внутренних сил соотношением (2.2.2), по которому

$$dQ^{ext} = \alpha dA^{int} = \alpha p dV. \quad (3.5.2)$$

На основании (3.5.1), (3.5.2) имеем

$$\alpha \oint dA^{int} = \oint dA^{int}.$$

или

$$(\alpha - 1)A^{int} = 0, \quad (3.5.3)$$

где $A^{int} = \oint dA^{int}$ – работа внутренних сил, равная площади индикаторной диаграммы (рис. 3.36). При $A^{int} \neq 0$ равенство (3.5.3) выполняется только в том случае, когда $\alpha = 1$ или, с учётом (2.2.9), когда $n = 1$. Другой случай выполнения равенства (3.5.3), когда $A^{int} = 0$ и коэффициент α произволен, отвечает работе пневмоамортизатора как пневмопружины.

Таким образом, в рамках политропной математической модели установившийся режим работы пневмоамортизатора осуществим только для изотермического процесса ($n = 1$), который неявно предполагает наличие идеальных условий теплообмена между газом в пневмоамортизаторе и окружающей средой. Если $n \neq 1$, то тогда при периодическом изменении рабочего объёма давление газа будет непрерывно повышаться от цикла к циклу с соответствующим ростом температуры и подъёмом положения статического равновесия.

3.6. ФУНКЦИОНАЛ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРОВ С ДИСКРЕТНОЙ КОММУТАЦИЕЙ ОБЪЁМОВ ПРИ ИЗОТЕРМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

Как показали численные расчёты (разд. 3.2, разд. 3.3), работа пневмоамортизатора с алгоритмом управления клапаном по четырёхугольной петле гистерезиса отвечает случаю наиболее эффективной организации процесса демпфирования. Именно этим объясняется повышенное внимание к данному типу пневмоамортизаторов в научной литературе [38, 101]. Более того, данные пневмоамортизаторы получили отдельное наименование, а именно: *пневмоамортизаторы с дискретной коммутацией объёмов* (ПА с ДКО). В монографии [38] со ссылкой на проведённые экспериментальные исследования отмечается, что температурный режим в ПА с ДКО близок изотермическому. Поэтому математическое описание работы ПА с ДКО в изотермических условиях имеет определённое теоретическое и прикладное значение.

Установим общий вид силовой характеристики ПА с ДКО при изотермическом режиме работы, не полагая его (режим) установившимся. Возьмём в качестве обобщённой координаты относительный рабочий объём:

$$q = V/V_*. \quad (3.6.1)$$

По формулам (2.4.41), (2.4.48) со ссылкой на (3.6.1) получаем

$$P = \frac{m}{q} \frac{RT_0 F_3}{V_*} - p_{\text{атм}} F_3, \quad (3.6.2)$$

где T_0 – некоторое фиксированное значение абсолютной температуры (как правило, температура окружающей среды).

В момент времени t_σ ($\sigma = 0, 1, 2, \dots$) сразу после последней коммутации¹ плотность газа принимает в рабочем и дополнительном объёмах одинаковое значение:

$$\rho = \frac{m}{V_\sigma} = \frac{m_*}{V_*}.$$

¹ Смысл термина «коммутация» поясняется в замечании, расположенном в самом начале разд. 2.4.

Здесь, как и прежде, $V_\sigma = V(t_\sigma)$ – величина рабочего объёма в момент коммутации. Принимая во внимание закон сохранения массы газа

$$m_\Sigma = m + m_* = \text{const}$$

и учитывая (3.6.1), находим

$$m = m_\Sigma \frac{q_\sigma}{1 + q_\sigma}, \quad m_* = \frac{m_\Sigma}{1 + q_\sigma}, \quad (3.6.3)$$

где q_σ – значение обобщённой координаты в момент последней коммутации.

Подставив первое выражение (3.6.3) в (3.6.2), получим

$$P = \left(\frac{m_\Sigma RT_0}{V_*} F_\sigma \right) \frac{q_\sigma}{1 + q_\sigma} \frac{1}{q} - p_{\text{атм}} F_\sigma. \quad (3.6.4)$$

Величина

$$p_\Sigma^* = m_\Sigma RT_0 / V_* \quad (3.6.5)$$

представляет собой давление в дополнительном объёме, когда вся масса газа сосредоточена в дополнительном объёме (т.е. когда $V = 0$). Взяв величину

$P_* = p_\Sigma^* F_\sigma$ за масштаб силы, введём в рассмотрение безразмерное усилие

$$\bar{P} = P / P_*. \quad (3.6.6)$$

Введём также понятия относительных масс газа в рабочем и дополнительном объёмах

$$\mu = m / m_\Sigma, \quad \mu_* = m_* / m_\Sigma.$$

Согласно (3.6.3)

$$\mu = \frac{q_\sigma}{1 + q_\sigma}, \quad \mu_* = \frac{1}{1 + q_\sigma}. \quad (3.6.7)$$

В результате итоговая зависимость (3.6.4) примет безразмерный вид:

$$\bar{P} = \frac{\mu(q_\sigma)}{q} - \bar{P}_*. \quad (3.6.8)$$

Здесь использовано обозначение

$$\bar{P}_* = p_{\text{атм}} / p_\Sigma^*. \quad (3.6.9)$$

По формулам (3.6.8), (3.6.7) в момент времени сразу после коммутации

$$\bar{P}_\sigma = \frac{\mu(q_\sigma)}{q_\sigma} - \bar{P}_* = \mu_*(q_\sigma) - \bar{P}_*.$$

Соответственно, в момент до коммутации

$$\bar{P}'_{\sigma} = \frac{\mu(q_{\sigma-1})}{q_{\sigma}} - \bar{P}_*.$$

Значит, скачок безразмерного усилия равен

$$\Delta \bar{P}_{\sigma} \equiv \bar{P}_{\sigma} - \bar{P}'_{\sigma} = \frac{\mu(q_{\sigma}) - \mu(q_{\sigma-1})}{q_{\sigma}}.$$

Несмотря на кажущуюся простоту общей зависимости (3.6.8), которая является функцией вида $\bar{P}(q, q_{\sigma})$, по отношению к закону изменения обобщённой координаты $q(t)$ зависимость (3.6.8) представляет собой функционал

$$\bar{P}(t) = \int_{\tau=0}^{\tau=t} \bar{P}[q(\tau)]. \quad (3.6.10)$$

Иными словами, в общем случае при произвольном законе движения $q(t)$ значение усилия \bar{P} в данный момент времени t зависит от предыстории изменения обобщённой координаты $q(\tau)$ в предшествующие моменты времени $\tau \leq t$ (в этом прослеживается определённая аналогия с теорией пластичности [32]).

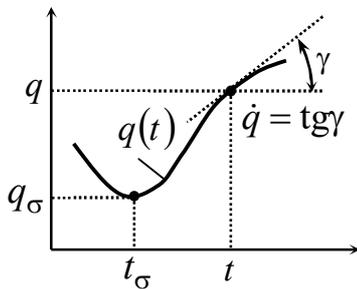


Рис. 3.37. График функции $q(t)$

С другой стороны, поскольку q_{σ} суть значение обобщённой координаты в момент коммутации, когда меняется направление движения и поэтому обобщённая скорость $\dot{q} = 0$, кажется возможным предположить, что общая зависимость (3.6.8) представима функцией вида $\bar{P}(q, \dot{q})$, т.е. значение силы \bar{P} в момент

времени t зависит от значений обобщённой координаты q и обобщённой скорости \dot{q} в тот же момент времени t . Последнее было бы возможно, если для произвольной функции $q(t)$ можно было бы установить однозначную функцию $q_{\sigma} = f(q, \dot{q})$, в которой q, \dot{q} — значения обобщённой координаты и обобщённой скорости в данный момент времени t , а q_{σ} — значение обобщённой координаты в ближайший предшествующий момент времени t_{σ} , когда обобщённая скорость $\dot{q}(t_{\sigma}) = 0$. К сожалению, подобной зависимости не существует, ибо в общем случае числа q, \dot{q} в момент времени t никак не ограничивают поведение функции $q(t)$ в предшествующие моменты времени (рис. 3.37).

3.6.1. Случай установившегося режима работы пневмоамортизатора

При установившемся режиме работы ПА с ДКО изменение обобщённой координаты $q(t)$ происходит между минимальным q_{\min} и максимальным q_{\max} значениями, при достижении которых меняется направление движения и происходит коммутация рабочего и дополнительного объёмов. Благодаря этому функционал (3.6.10) удаётся представить в виде функции $\bar{P}(q, \dot{q})$:

$$\bar{P} = \bar{P}_{\text{пот}}(q) - \bar{P}_{\text{дисс}}(q) \text{sgn}(\dot{q}). \quad (3.6.11)$$

Здесь $\text{sgn}(\dot{q})$ – функция знака, аргументом которой является обобщённая скорость \dot{q} ; $\bar{P}_{\text{пот}}(q)$, $\bar{P}_{\text{дисс}}(q)$ – потенциальная и диссипативная составляющие безразмерного усилия пневмоамортизатора.

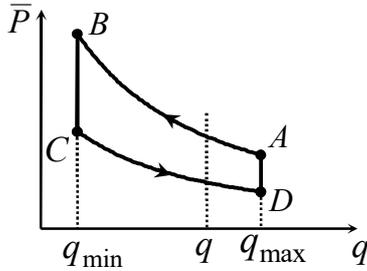


Рис. 3.38. Силовая характеристика ПА с ДКО (установившийся режим)

Чтобы получить явные выражения потенциальной (упругой, восстанавливающей, позиционной) силы $\bar{P}_{\text{пот}}(q)$ и диссипативной силы (силы сопротивления типа сухого трения) $\bar{P}_{\text{дисс}}(q)$, обратимся к силовой характеристике ПА с ДКО при установившемся режиме работы (рис. 3.38). По формуле (3.6.8) кривая AB описывается зависимостью

$$\bar{P}_{AB}(q) = \frac{\mu(q_{\max})}{q} - \bar{P}_*, \quad (3.6.12)$$

поскольку предшествующая коммутация происходит при $q_{\sigma} = q_{\max}$. Кривой CD соответствует зависимость

$$\bar{P}_{CD}(q) = \frac{\mu(q_{\min})}{q} - \bar{P}_*, \quad (3.6.13)$$

для которой коммутация происходит при $q_{\sigma} = q_{\min}$.

С другой стороны, согласно (3.6.11)

$$\bar{P}_{AB}(q) = \bar{P}_{\text{пот}}(q) + \bar{P}_{\text{дисс}}(q), \quad \bar{P}_{CD}(q) = \bar{P}_{\text{пот}}(q) - \bar{P}_{\text{дисс}}(q), \quad (3.6.14)$$

ибо $\text{sgn}(\dot{q}) = -1$ вдоль кривой AB и $\text{sgn}(\dot{q}) = 1$ вдоль кривой CD . Складывая и вычитая выражения (3.6.14), получаем

$$\bar{P}_{\text{пот}}(q) = \frac{1}{2} [\bar{P}_{AB}(q) + \bar{P}_{CD}(q)], \quad \bar{P}_{\text{дисс}}(q) = \frac{1}{2} [\bar{P}_{AB}(q) - \bar{P}_{CD}(q)].$$

Отсюда на основании (3.6.12), (3.6.13) находим

$$\bar{P}_{\text{пот}}(q) = \frac{\mu(q_{\max}) + \mu(q_{\min})}{2q} - \bar{P}_*, \quad \bar{P}_{\text{дисс}}(q) = \frac{\mu(q_{\max}) - \mu(q_{\min})}{2q}. \quad (3.6.15)$$

Подставив (3.6.15) в (3.6.11), приходим к результату

$$\bar{P} = \left[\frac{\mu(q_{\max}) + \mu(q_{\min})}{2q} - \bar{P}_* \right] - \left[\frac{\mu(q_{\max}) - \mu(q_{\min})}{2q} \text{sgn}(\dot{q}) \right]. \quad (3.6.16)$$

С помощью (3.6.16) нетрудно определить значение механической работы A^{int} , диссипатируемой ПА с ДКО в теплоту за один период колебаний. Совместно с (3.6.1), (3.6.6), (3.6.7) при $F_3 = const$ имеем

$$A^{int} = \oint P dx = \frac{P_* V_*}{F_3} \oint \bar{P} dq = -\frac{P_* V_*}{F_3} \left(\frac{q_{\max}}{1 + q_{\max}} - \frac{q_{\min}}{1 + q_{\min}} \right) \ln \frac{q_{\max}}{q_{\min}} < 0. \quad (3.6.17)$$

Если с помощью формулы (3.6.1) вернуться к размерным величинам, то тогда

$$A^{int} = -m_{\Sigma} R T_0 \left(\frac{V_{\max}}{V_* + V_{\max}} - \frac{V_{\min}}{V_* + V_{\min}} \right) \ln \frac{V_{\max}}{V_{\min}} < 0 \quad (3.6.18)$$

Зависимости (3.6.15)- (3.6.18) дополняют теоретические результаты, полученные в монографии [38] для пневмоамортизаторов с дискретной коммутацией объёмов при установившемся режиме их работы.

3.7. Выводы

Проведены численные расчёты для пневмоамортизатора с РКО модели Н-609 применительно к двум наиболее распространённым тестовым задачам с жёстким и мягким режимами нагружения соответственно: 1) исследование работы пневмоамортизатора при гармоническом законе изменения рабочего объёма, 2) исследование динамики одномассовой системы амортизации с пневмоамортизатором при кинематическом возбуждении колебаний. Рассмотрена также задача затухающих свободных колебаний одномассовой системы с пневмоамортизатором.

Численные расчёты показали, что работа пневмоамортизатора с алгоритмом управления клапаном по четырёхугольной петле гистерезиса (так называемый *пневмоамортизатор с дискретной коммутацией объёмов* – ПА с ДКО) обеспечивает наибольшую эффективность процесса демпфирования.

Установлено также, что при значениях показателя политропы, отличных от единицы, силовые характеристики пневмоамортизатора (с любым алгоритмом управления клапаном) являются не замкнутыми, что указывает на отсутствие установившегося режима колебаний (в обычном понимании). В расширенном понимании установившийся режим (точнее псевдоустановившийся режим) наблюдается исключительно для приращений давления и температуры (в рабочем и дополнительном объёмах), а также суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе в подобных (по фазе колебаний) положениях колебательной системы. С уменьшением показателя политропы n от значения $n = k$ до значения $n = 1$ соответствующие приращения давления и температуры (от цикла к циклу) становятся всё меньше и меньше. Вследствие этого установившийся режим колебаний (в обычном его понимании) оказывается возможным при $n = 1$, когда имеет место изотермическое расширение или сжатие рабочего тела (воздуха).

Последующее теоретическое исследование подтвердило сделанный вывод: в рамках инженерной методики расчёта, в основе которой лежит политропная математическая модель и соответствующее политропным процессам описание процессов теплообмена между пневмоамортизатором и окружающей средой, установившийся режим работы возможен только для изотермических процессов.

Применительно к ПА с ДКО, работающего в изотермическом режиме, получено явное выражение функционала силовой характеристики (3.6.8) и соответствующая функциональная зависимость (3.6.16), выделяющая потенциальную и диссипативную составляющие усилия на пневмоамортизаторе при установившемся режиме его работы. Данные результаты строго применимы для квазистатических и близких к ним процессов расширения или сжатия газа. Если теплообмен между пневмоамортизатором и окружающей средой является высокоинтенсивным (изменения температуры газа малы), то указанные результаты с достаточной для практики точностью применимы для проведения инженерных расчётов динамических процессов в пневмоамортизаторах с дискретной коммутацией объёмов.

В прочих случаях (колебания температуры газа велики) приобретает важное прикладное значение построение расширенной математической модели пневмоэлементов с учётом реально протекающих физических процессов теплообмена с окружающей средой. Это позволит получить более достоверные данные о механических и тепловых характеристиках пневмоэлементов.

4. РАСШИРЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ ПРИ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Расширенная математическая модель пневматических элементов с воздушным демпфированием во многом схожа с политропной математической моделью. Отличие состоит в том, что процессы теплообмена описываются на основании закона теплопроводности Фурье и закона теплоотдачи Ньютона-Рихмана.

4.1. ОПИСАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРЕ

Для конкретики изложения построим описание тепловых процессов в пневмоамортизаторе на примере конструкции пневматического элемента с РКО модели Н-607 (рис. 4.1). Аналогичное описание имеет место для пневмоамортизатора любой другой конструкции. Поэтому наложенное ограничение никоим образом не сказывается на общности основных результатов.

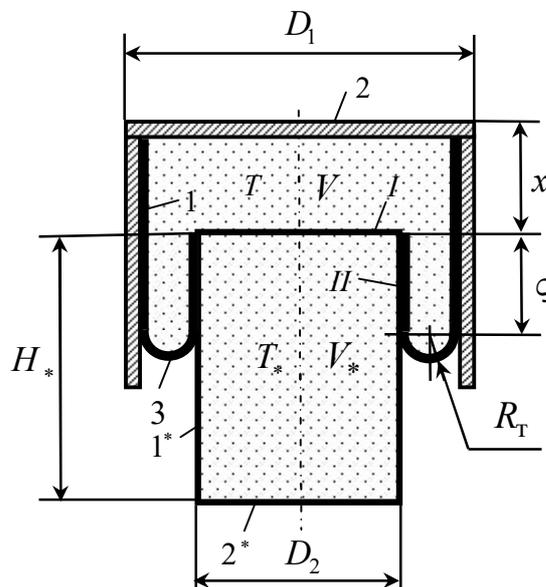


Рис. 4.1. Конструктивная схема пневматического элемента с указанием контрольных объемов и поверхностей теплообмена

Выделим два контрольных объема (рис. 4.1) – рабочий объем V и дополнительный объем V_* , в пределах которых газ (воздух) имеет одинаковую температу-

ру T и T_* соответственно. Рабочий объём V ограничен тремя внешними (для пневмоэлемента) поверхностями теплообмена под номерами 1, 2, 3 и с площадями F_1, F_2, F_3 соответственно. Дополнительный объём V_* ограничен двумя внешними поверхностями теплообмена под номерами $1^*, 2^*$ и с площадями F_1^*, F_2^* . Общими для рабочего V и дополнительного V_* объёмов являются две внутренние (для пневмоэлемента) поверхности теплообмена I, II с площадями F_I, F_{II} .

Будем полагать, что по условиям своего протекания процессы теплопроводности в твёрдых стенках и процессы теплоотдачи между газом (воздухом) и твёрдыми стенками являются стационарными (точнее, близки к стационарным процессам). Полагаем также, что коэффициент теплоотдачи α между газом и твёрдыми стенками (внутри и снаружи рабочего и дополнительного объёмов) имеет одинаковые, не зависящие от времени значения во всех точках поверхностей теплообмена. Наконец, полагаем, что температура всех тел, окружающих пневмоэлемент, совпадает с температурой атмосферного воздуха T_0 .

Таким образом, принимается, что условия теплопередачи в пределах каждой контрольной поверхности являются (в среднем) одинаковыми и стационарными, что соответствует общей практике технических расчётов теплообменных аппаратов.

Используя известные методы теории теплообмена, изложенные в разд. 1.3.4, на основании формулы (1.3.28) и принятых допущений скорость подвода теплоты через соответствующие поверхности определится выражениями¹

$$\dot{Q}_1 = -K_1 F_1 (T - T_0), \quad \dot{Q}_2 = -K_2 F_2 (T - T_0), \quad \dot{Q}_3 = -K_3 F_3 (T - T_0), \quad (4.1.1)$$

$$\dot{Q}_1^* = -K_1^* F_1^* (T_* - T_0), \quad \dot{Q}_2^* = -K_2^* F_2^* (T_* - T_0), \quad (4.1.2)$$

$$\dot{Q}_I = -\dot{Q}_I^* = -K_I F_I (T - T_*), \quad \dot{Q}_{II} = -\dot{Q}_{II}^* = -K_{II} F_{II} (T - T_*). \quad (4.1.3)$$

¹ Здесь, как и прежде, действует общепринятое соглашение о знаках: *если теплота подводится к телу, то она положительная; если же теплота отводится от тела, то она отрицательная.*

Согласно формуле (1.3.29) коэффициенты теплопередачи равны (рис. 4.1)

$$K_1 = \left(\frac{2}{\alpha} + \frac{h_1'}{\lambda_1'} + \frac{h_1''}{\lambda_1''} \right)^{-1}, \quad K_2 = \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{h_2}{\lambda_2} \right)^{-1}, \quad K_3 = \left(\frac{2}{\alpha} + \frac{h_3}{\lambda_3} \right)^{-1}, \quad (4.1.4)$$

$$K_1^* = \left(\frac{2}{\alpha} + \frac{h_1^*}{\lambda_1^*} \right)^{-1}, \quad K_2^* = \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{h_2^*}{\lambda_2^*} \right)^{-1}, \quad (4.1.5)$$

$$K_I = \left(\frac{2}{\alpha} + \frac{h_I}{\lambda_I} \right)^{-1}; \quad K_{II} = \left(\frac{2}{\alpha} + \frac{h_{II}'}{\lambda_{II}'} + \frac{h_{II}''}{\lambda_{II}''} \right)^{-1}. \quad (4.1.6)$$

Здесь α – коэффициент теплоотдачи между воздухом и твёрдой стенкой ($\alpha \cong \lambda_{\text{воздух}} / \delta$, где $\lambda_{\text{воздух}}$ – коэффициент теплопроводности воздуха, δ – толщина температурного пограничного слоя); $\lambda_1' = \lambda_3 = \lambda_{II}' = \lambda_{\text{резина}}$ – коэффициент теплопроводности резины; $\lambda_1'' = \lambda_2 = \lambda_1^* = \lambda_2^* = \lambda_I = \lambda_{II}'' = \lambda_{\text{сталь}}$ – коэффициент теплопроводности стали; h_1', h_3, h_{II}' – толщины соответствующих стенок из резины; $h_1'', h_2, h_1^*, h_2^*, h_I, h_{II}''$ – толщины соответствующих стенок из стали.

Таким образом, для газа в рабочем объёме скорость подвода теплоты

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_I + \dot{Q}_{II}, \quad (4.1.7)$$

а для газа в дополнительном объёме (рис. 4.1)

$$\dot{Q}_* = \dot{Q}_1^* + \dot{Q}_2^* + \dot{Q}_I^* + \dot{Q}_{II}^*. \quad (4.1.8)$$

Поэтому на основании (4.1.1)-(4.1.3) имеем

$$\dot{Q} = -(K_1 F_1 + K_2 F_2 + K_3 F_3)(T - T_0) - (K_I F_I + K_{II} F_{II})(T - T_*), \quad (4.1.9)$$

$$\dot{Q}_* = -(K_1^* F_1^* + K_2^* F_2^*)(T_* - T_0) + (K_I F_I + K_{II} F_{II})(T - T_*). \quad (4.1.10)$$

Входящие в (4.1.9), (4.1.10) площади поверхностей теплопередачи определяются следующим образом (рис. 4.1). Длина РКО по меридиану

$$l_M = x + 2\zeta + \pi R, \quad (4.1.11)$$

где

$$R_T = (D_1 - D_2) / 4 \quad (4.1.12)$$

радиус торовой части РКО. Следовательно,

$$\zeta = (l_M - \pi R - x) / 2. \quad (4.1.13)$$

Тогда площади поверхностей теплопередачи будут равны

$$F_1 = \pi D_1 (x + \zeta) = \frac{\pi D_1}{2} (l_M - \pi R_T) + \frac{\pi D_1}{2} x, \quad (4.1.14)$$

$$F_2 = \frac{\pi D_1^2}{4}, \quad F_3 = 2\pi \frac{D_1 + D_2}{4} \pi R_T = \pi^2 \frac{D_1^2 - D_2^2}{8}, \quad (4.1.15)$$

$$F_1^* = \pi D_2 (H_* - \zeta) = \frac{\pi D_2}{2} (2H_* - l_M + \pi R_T) + \frac{\pi D_2}{2} x, \quad (4.1.16)$$

$$F_2^* = F_I = \frac{\pi D_2^2}{4}, \quad F_{II} = \pi D_2 \zeta = \frac{\pi D_2}{2} (l_M - \pi R_T) - \frac{\pi D_2}{2} x. \quad (4.1.17)$$

4.2. УПРОЩАЮЩИЕ ДОПУЩЕНИЯ

Внесём уточнения в упрощающие допущения, сформулированные ранее в разд. 2.3 при построении политропной математической модели.

1. Рабочее тело в пневмоэлементе является невязким и идеальным газом:

$$\mathbf{T} = -p\mathbf{I}, \quad pV = mRT, \quad U = mc_V T. \quad (4.2.1)$$

2. Клапанное устройство (клапан) является идеальным в том смысле, что при его включении процесс выравнивания давления и плотности происходит мгновенно и полностью. В моменты времени непосредственно перед включением и сразу после включения клапана кинетическая энергия газа пренебрежимо мала по сравнению с его внутренней энергией:

$$E = K + U \cong U. \quad (4.2.2)$$

3. В промежутках времени, когда клапан нормально включен или нормально выключен распределение давления и плотности в рабочем и дополнительном объёмах равномерное, а теплообмен с окружающей средой определяется следующими выражениями для скоростей подвода теплоты от внешних источников к газу в рабочем и дополнительном объёмах соответственно:

$$\dot{Q}^{ext} = -\kappa(T - T_0) - \bar{\kappa}(T - T_*), \quad \dot{Q}_*^{ext} = -\kappa_*(T_* - T_0) + \bar{\kappa}(T - T_*). \quad (4.2.3)$$

Здесь для упрощения записи формул (4.1.9), (4.1.10) введены обозначения

$$\kappa = K_1 F_1 + K_2 F_2 + K_3 F_3, \quad \kappa_* = K_1^* F_1^* + K_2^* F_2^*, \quad \bar{\kappa} = K_I F_I + K_{II} F_{II} \quad (4.2.4)$$

для коэффициента теплообмена $\kappa(x)$ между газом в рабочем объёме и окружающей средой, для коэффициента теплообмена $\kappa_*(x)$ между газом в дополнительном объёме и окружающей средой, для коэффициента теплообмена $\bar{\kappa}(x)$ между газами в рабочем и дополнительном объёмах.

Допущения (4.2.1)-(4.2.3), на которых строится расширенная математическая модель пневмоамортизатора, отличаются от допущений (2.3.1)-(2.3.3) ранее построенной политропной модели заменой (2.3.3) формулами (4.2.3).

4.3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЯ ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА

Прежде всего, необходимо отметить, что эффект воздушного демпфирования в пневмоамортизаторе обеспечивается, главным образом, в моменты включения (открытия) клапана, так как сразу после этого начинает протекать сугубо неравновесный процесс, в ходе которого происходит интенсивное, практически мгновенное (согласно принятым допущениям) смешение газов в рабочем и дополнительном объёмах, приводящее к *полному* выравниванию давлений, плотностей и температур газов. Данный процесс требует отдельного рассмотрения.

Во все остальные моменты времени в пневмоамортизаторе протекают процессы расширения или сжатия газа, которые также носят необратимый характер, но не в столь ярко выраженной форме. В расширенной математической модели данное обстоятельство учитывается, но частично: тепловые процессы необратимы, так как описываются формулами теплообмена (4.2.3), а механические процессы обратимы, поскольку вязкость газа не учитывается.

На основании принятых допущений уравнения энергетического баланса (для процессов расширения или сжатия газа) сразу вытекают из (2.1.7), (2.19). Когда клапан выключен (рабочий и дополнительный объёмы разобщены), получаются два уравнения, отдельно для рабочего и дополнительного объёмов¹:

$$\dot{Q}^{ext} = \dot{U} + p\dot{V}, \quad \dot{Q}_*^{ext} = \dot{U}_*. \quad (4.3.1)$$

¹ При записи второго уравнения (4.3.1) учтено, что дополнительный объём V_* постоянен. Если же в исследуемой конструкции пневмоамортизатора дополнительный объём V_* является переменной величиной, то тогда надо добавить член $p_*\dot{V}_*$ в правую часть второго уравнения (4.3.1): $\dot{Q}_*^{ext} = \dot{U}_* + p_*\dot{V}_*$.

Когда клапан включен и процесс смешения газов закончился, рабочий и дополнительный объёмы представляют собой единую термодинамическую систему с одинаковыми параметрами состояния (давлением, плотностью и температурой). В данном случае получается одно общее уравнение

$$\dot{Q}_{\Sigma}^{ext} = \dot{U}_{\Sigma} + p\dot{V}_{\Sigma}. \quad (4.3.2)$$

Здесь согласно (4.2.1), (4.2.3)

$$\dot{Q}_{\Sigma}^{ext} = \dot{Q}^{ext} + \dot{Q}_{*}^{ext} = -(\kappa + \kappa_{*})(T - T_0) \quad (4.3.3)$$

суммарная скорость подвода теплоты к газу от окружающей среды,

$$U_{\Sigma} = U + U_{*} = m_{\Sigma}c_v T \quad (4.3.4)$$

суммарная энергия газа в пневмоамортизаторе,

$$m_{\Sigma} = m + m_{*}, V_{\Sigma} = V + V_{*} \quad (4.3.5)$$

суммарная масса и суммарный объём газа в пневмоамортизаторе. Причём

$$pV_{\Sigma} = m_{\Sigma}RT. \quad (4.3.6)$$

При записи формул (4.3.3), (4.3.4) существенным образом используется тот факт, что при включенном (открытом) клапане давление и температура газа в рабочем и дополнительном объёмах имеют одинаковые значения: $p = p_{*}$, $T = T_{*}$. В данном случае уравнение (4.3.2) можно получить, сложив оба уравнения (4.3.1).

4.3.1. Параметризация структуры пневмоамортизатора

Параметризацию структуры пневмоамортизатора осуществим прежним способом (разд. 2.4.1). Небольшие изменения коснутся лишь дополнительных соотношений (2.4.59)-(2.4.64), связывающих алгоритм управления клапаном с законом изменения координаты $x(t)$. Данные соотношения можно представить в альтернативной форме записи, более удобной для теоретического анализа.

Чтобы однозначно и строго формализовать математическую модель и облегчить составление программ для ЭВМ, целесообразно ввести в рассмотрение следующие два понятия. Во-первых, обозначим через t_{σ} ($\sigma = 0, 1, 2, \dots$) моменты времени, когда срабатывает клапан (моменты включения-выключения или, что то же самое, моменты открытия-закрытия). Во-вторых, введём в рассмотрение струк-

турный (внутренний) параметр χ , характеризующий текущее состояние клапанного устройства пневмоамортизатора:

$$\chi = \begin{cases} 1, & \text{клапан включен (открыт),} \\ 0, & \text{клапан выключен (закрыт).} \end{cases} \quad (4.3.7)$$

Всё это позволяет разделить (во времени и по отличительным признакам) процессы, протекающие в момент срабатывания клапана, от процессов, протекающих между переключениями клапана, причём отдельно для случаев, когда клапан включен или выключен. Такое разграничение крайне важно по следующим двум причинам: 1) множество возможных алгоритмов управления клапаном является большим и разнообразным; 2) моменты времени t_{σ} , когда срабатывает клапан, зависят от большого числа факторов (главным образом, от предыстории приложенного внешнего воздействия и назначенного алгоритма управления клапаном). Поэтому значения t_{σ} заранее неизвестны (как неизвестно заранее структурное состояние пневмоамортизатора в произвольный момент времени t), они подлежат определению в ходе решения системы нелинейных уравнений, описывающих динамику колебаний амортизируемого объекта. Однако прежде чем решать какую-либо систему уравнений, её следует сначала выписать, причём в явном виде и с учётом всех возможных комбинаций.

Изменение структуры пневмоамортизатора определяется величиной

$$\Delta\chi(t) = \chi(t+0) - \chi(t-0), \quad (4.3.8)$$

где

$$\chi(t-0) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} [\chi(t-\varepsilon)], \quad \chi(t+0) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} [\chi(t+\varepsilon)]$$

левый и правый пределы функции $\chi(t)$ для момента времени t . Понятно, что в моменты времени $t_{\sigma} < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана $\Delta\chi(t) = 0$, а в момент времени $t = t_{\sigma}$ соответственно $\Delta\chi(t) > 0$ (точнее, $\Delta\chi(t) = +1$), если клапан включается, либо $\Delta\chi(t) < 0$ (точнее, $\Delta\chi(t) = -1$), если клапан выключается.

При управлении клапаном по алгоритму «четырёхугольная петля гистерезиса» (рис. 1.9, а) клапан включается и тут же (мгновенно) выключается в положениях, при которых происходит смена знака скорости $\dot{x}(t)$. Исходя из этого, имеем

$$\chi(\dot{x}, \ddot{x}) = \begin{cases} 1 & \text{if } (|\dot{x}| = 0 \wedge |\ddot{x}| \neq 0); \\ 0 & \text{if } [|\dot{x}| \neq 0 \vee (|\dot{x}| = 0 \wedge |\ddot{x}| = 0)]; \end{cases} \quad (4.3.9)$$

$$\Delta\chi(\dot{x}, \ddot{x}) = \begin{cases} \pm 1 & \text{if } (|\dot{x}| = 0 \wedge |\ddot{x}| \neq 0); \\ 0 & \text{if } [|\dot{x}| \neq 0 \vee (|\dot{x}| = 0 \wedge |\ddot{x}| = 0)]. \end{cases} \quad (4.3.10)$$

При управлении клапаном по алгоритму «треугольная петля гистерезиса» (рис. 1.9, б) в момент смены знака скорости $\dot{x}(t)$ клапан выключается на ходе расширения газа и включается на ходе сжатия:

$$\chi(\dot{x}) = \begin{cases} 1 & \text{if } (\dot{x} \leq 0); \\ 0 & \text{if } (\dot{x} > 0); \end{cases} \quad (4.3.11)$$

$$\Delta\chi(\dot{x}, \ddot{x}) = \begin{cases} +1 & \text{if } (|\dot{x}| = 0 \wedge \ddot{x} \leq 0); \\ 0 & \text{if } (|\dot{x}| \neq 0); \\ -1 & \text{if } (|\dot{x}| = 0 \wedge \ddot{x} > 0). \end{cases} \quad (4.3.12)$$

Наконец, при управлении клапаном по алгоритму «петля гистерезиса в форме бабочки» (рис. 1.9, в) клапан выключается в момент смены знака скорости $\dot{x}(t)$ и включается в момент прохождения среднего положения с координатой x_0 :

$$\chi(x, \dot{x}) = \begin{cases} 1 & \text{if } [(x \geq x_0 \wedge \dot{x} \geq 0) \vee (x \leq x_0 \wedge \dot{x} \leq 0)]; \\ 0 & \text{if } [(x > x_0 \wedge \dot{x} < 0) \vee (x < x_0 \wedge \dot{x} > 0)]; \end{cases} \quad (4.3.13)$$

$$\Delta\chi(x, \dot{x}, \ddot{x}) = \begin{cases} +1 & \text{if } (x = x_0); \\ 0 & \text{if } (x \neq x_0 \wedge |\dot{x}| \neq 0); \\ -1 & \text{if } (|\dot{x}| = 0 \wedge |\ddot{x}| \neq 0). \end{cases} \quad (4.3.14)$$

Здесь, как и прежде, \wedge , \vee – знак логической операции «и» (конъюнкция) и знак логической операции «или» (дизъюнкция) в исчислении высказываний [62].

Замечание. При численных расчётах на ЭВМ любое число определяется с точностью до так называемого «машинного нуля» $\varepsilon > 0$. Поэтому в соотношениях (4.3.9)-(4.3.14) выражения вида $x = x_0, |\dot{x}| = 0$ (и противоположные им выражения

$x \neq x_0$, $|\dot{x}| \neq 0$) обычно заменяются выражениями $|x - x_0| \leq \varepsilon$, $|\dot{x}| \leq \varepsilon$ (и противоположными им выражениями $|x - x_0| > \varepsilon$, $|\dot{x}| > \varepsilon$). Следует также добавить, что в верхнем выражении соотношения (4.3.10) из двух указанных значений ± 1 сначала используется значение $+1$, а только затем $-$ значение -1 . Немаловажным является следующее обстоятельство: соотношениями (4.3.9)-(4.3.14) удаётся воспользоваться только после определения законов изменения координаты $x(t)$, скорости $\dot{x}(t)$ и ускорения $\ddot{x}(t)$, т.е. после решения дифференциального уравнения движения амортизируемого объекта, которое в общем случае имеет вид

$$\ddot{x} = f(t, x, \dot{x}, \chi(x, \dot{x}, \ddot{x}), \dots). \quad (4.3.15)$$

К примеру, соотношение (4.3.9) можно упростить, исключив из него ускорение \ddot{x} :

$$\chi(\dot{x}) = \begin{cases} 1 & \text{if } (|\dot{x}| = 0), \\ 0 & \text{if } [|\dot{x}| \neq 0 \vee (|\dot{x}| = 0)]. \end{cases} \quad (4.3.16)$$

После этого уравнение движения примет вид $\ddot{x} = f(t, x, \dot{x}, \chi(\dot{x}), \dots)$. В принципе данное уравнение можно решить численно и определить тем самым законы изменения скорости $\dot{x}(t)$ и ускорения $\ddot{x}(t)$. Однако затем надлежит осуществить проверочный расчёт и убедиться, что соотношение (4.3.16) приводит к таким же результатам для закона изменения $\chi(t)$, как и соотношение (4.3.9). Дело в том, что теоретически всегда можно подобрать такое внешнее воздействие на амортизируемый объект, что результаты расчётов в обоих случаях будут разными.

При заданном внешнем воздействии возможны и другие, альтернативные варианты решения дифференциального уравнения движения вида (4.3.15). Один из них будет указан чуть позже.

4.3.2. Математическое описание работы пневмоамортизатора с неизменной структурой

Между переключениями клапанного устройства структура пневмоамортизатора не меняется. Последнее относится к промежуткам времени $t_{\sigma} < t < t_{\sigma+1}$, в течение которых приращение структурного параметра $\Delta\chi(t) = 0$. При этом возможны два случая: первый случай – $\chi(t) = 0$ (рабочий и дополнительный объёмы разобщены, так как клапан выключен); второй случай – $\chi(t) = 1$ (рабочий и дополнительный объёмы сообщены, так как клапан включен). Рассмотрим каждый из указанных случаев по отдельности.

Первый случай, когда $\chi(t) = 0$ (клапан закрыт). Выпишем уравнение энергетического баланса (4.3.1), уравнения состояния (4.2.1) и уравнение теплообмена (4.2.3) отдельно для рабочего и дополнительного объёмов газа. Получим

$$\dot{Q}^{ext} = \dot{U} + p\dot{V}, \quad U = mc_v T, \quad pV = mRT, \quad (4.3.17)$$

$$\dot{Q}^{ext} = -\kappa(T - T_0) - \bar{\kappa}(T - T_*) \quad (4.3.18)$$

для газа в рабочем объёме,

$$\dot{Q}_*^{ext} = \dot{U}_*, \quad U_* = m_*c_v T_*, \quad p_*V_* = m_*RT_*, \quad (4.3.19)$$

$$\dot{Q}_*^{ext} = -\kappa_*(T_* - T_0) + \bar{\kappa}(T - T_*) \quad (4.3.20)$$

для газа в дополнительном объёме.

Уравнения (4.3.17), (4.3.18) приводят к обыкновенному дифференциальному уравнению для определения температуры в рабочем объёме газа

$$\dot{T} = -\frac{RT}{c_v V} \dot{V} - \frac{\kappa}{mc_v}(T - T_0) - \frac{\bar{\kappa}}{mc_v}(T - T_*). \quad (4.3.21)$$

Точно также из уравнений (4.3.19), (4.3.20) получается обыкновенное дифференциальное уравнение для определения температуры в дополнительном объёме газа:

$$\dot{T}_* = -\frac{\kappa_*}{m_*c_v}(T_* - T_0) + \frac{\bar{\kappa}}{m_*c_v}(T - T_*). \quad (4.3.22)$$

К данным уравнениям следует добавить ещё два соотношения: во-первых, дифференциальное уравнение для скорости изменения рабочего объёма

$$\dot{V} = F_3(x)\dot{x}, \quad (4.3.23)$$

вытекающее из соотношения (1.3.9), и, во-вторых, соотношение (2.4.4) для массы газа в рабочем объёме:

$$m = \begin{cases} \frac{m_{\Sigma}}{V + V_*} V, & \chi = 1; \\ \frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} V_{\sigma}, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (4.3.24)$$

Масса газа в дополнительном объёме отыщется из закона сохранения (4.3.5)

$$m_* = m_{\Sigma} - m. \quad (4.3.25)$$

Здесь, как и прежде, $m_{\Sigma} = const$ – суммарная масса газа в пневмоамортизаторе, $V_{\sigma} = V(t_{\sigma})$ – величина рабочего объёма в момент времени $t = t_{\sigma}$, когда происходило последнее срабатывание клапана.

Второй случай, когда $\chi(t) = 1$ (клапан открыт). Поскольку в данном случае рабочий и дополнительный объёмы газа работают совместно и находящиеся в них газы имеют одинаковые температуры и давления, из уравнений (4.2.1), (4.3.2)-(4.3.6) вытекает одно обыкновенное дифференциальное уравнение

$$\dot{T} = \dot{T}_* = -\frac{RT}{c_v(V + V_*)} \dot{V} - \frac{\kappa + \kappa_*}{m_{\Sigma} c_v} (T - T_0). \quad (4.3.26)$$

Давление газа определяется по формуле (4.3.6):

$$p = p_* = \frac{m_{\Sigma} RT}{V + V_*}. \quad (4.3.27)$$

Таким образом, на основании (4.3.21)-(4.3.26) и (4.3.17), (4.3.19) получаем следующую систему определяющих соотношений, относящуюся к моментам времени $t_{\sigma} < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана:

$$\dot{T} = \begin{cases} -\frac{RT}{c_v(V + V_*)} \dot{V} - \frac{\kappa + \kappa_*}{m_{\Sigma} c_v} (T - T_0), & \chi = 1; \\ -\frac{RT}{c_v V} \dot{V} - \frac{\kappa}{m c_v} (T - T_0) - \frac{\bar{\kappa}}{m c_v} (T - T_*), & \chi = 0; \end{cases} \quad (\Delta\chi = 0) \quad (4.3.28)$$

$$\dot{T}_* = \begin{cases} -\frac{RT}{c_v(V+V_*)}\dot{V} - \frac{\kappa+\kappa_*}{m_\Sigma c_v}(T-T_0), & \chi=1; \\ -\frac{\kappa_*}{(m_\Sigma-m)c_v}(T_*-T_0) + \frac{\bar{\kappa}}{(m_\Sigma-m)c_v}(T-T_*), & \chi=0; \end{cases} \quad (\Delta\chi=0) \quad (4.3.29)$$

$$\dot{V} = F_3(x)\dot{x}, \quad p = \frac{mRT}{V}, \quad p_* = \frac{(m_\Sigma-m)RT_*}{V_*}, \quad m = \begin{cases} \frac{m_\Sigma}{V+V_*}V, & \chi=1; \\ \frac{m_\Sigma}{V_\sigma+V_*}V_\sigma, & \chi=0. \end{cases} \quad (\Delta\chi=0) \quad (4.3.30)$$

К данным дифференциальным уравнениям надо присоединить начальные условия

$$T|_{t=t_\sigma+0} = T_\sigma^+, \quad T_*|_{t=t_\sigma+0} = T_\sigma^+, \quad V|_{t=t_\sigma+0} = V_\sigma. \quad (4.3.31)$$

Для полноты общей картины целесообразно также указать аналогичные по виду начальные условия, которые надо будет присоединить к дифференциальному уравнению движения амортизируемого объекта:

$$x|_{t=t_\sigma+0} = x_\sigma, \quad \dot{x}|_{t=t_\sigma+0} = \dot{x}_\sigma. \quad (4.3.32)$$

Здесь, x_σ , \dot{x}_σ – координата и скорость относительного движения пневмоамортизатора, T_σ^+ – температура газа (в рабочем и дополнительном объемах) сразу после переключения клапана и окончания процессов смешения газов. Важно отметить, что в общем случае $T_\sigma^+ \equiv T(t_\sigma+0) \neq T(t_\sigma-0) \equiv T_\sigma^-$, но $x_\sigma = x(t_\sigma+0) = x(t_\sigma-0)$. При отсутствии ударных нагрузок имеем также $\dot{x}_\sigma = \dot{x}(t_\sigma+0) = \dot{x}(t_\sigma-0)$.

4.3.3. Математическое описание работы пневмоамортизатора при изменении структуры

Случай, когда $\Delta\chi(t_\sigma) > 0$ (открытие клапана). В соответствии с принятым допущением (разд. 4.2), клапанное устройство (клапан) считается идеальным: при его включении процесс выравнивания параметров газа (давления, температуры и плотности) происходит *мгновенно и полностью*. Поскольку кинетическая энергия газа (в моменты времени непосредственно перед включением и сразу после включения клапана) полагается пренебрежимо малой по сравнению с его внутренней энергией, закон сохранения энергии принимает вид

$$U(t_\sigma + 0) = U(t_\sigma - 0)$$

или с учётом калорического уравнения состояния (4.2.1)

$$m_\Sigma c_v T(t_\sigma + 0) = m(t_\sigma - 0) c_v T(t_\sigma - 0) + m_*(t_\sigma - 0) c_v T_*(t_\sigma - 0). \quad (4.3.33)$$

Отсюда со ссылкой на равенство (4.3.25) получаем

$$T(t_\sigma + 0) = \frac{m(t_\sigma - 0)}{m_\Sigma} T(t_\sigma - 0) + \frac{m_\Sigma - m(t_\sigma - 0)}{m_\Sigma} T_*(t_\sigma - 0). \quad (\Delta\chi(t_\sigma) > 0) \quad (4.3.34)$$

Все величины в правой части (4.3.34) относятся к моменту времени $t = t_\sigma - 0$, в который $\chi(t_\sigma - 0) = 0$. Поэтому значения указанных величин являются конечным (по времени) результатом решения системы уравнений (4.3.28)-(4.3.30). Зная их, с помощью формулы (4.3.34) определяется значение $T_\sigma^+ = T(t_\sigma + 0)$, входящее в начальные условия (4.3.31). После этого решение системы уравнений (4.3.28)-(4.3.30) продолжается, но при новых начальных условиях. Ведётся решение при значении структурного параметра $\chi = 1$ до тех пор, пока не произойдёт выключение клапана.

Случай, когда $\Delta\chi(t_\sigma) < 0$ (закрытие клапана). Перед закрытием клапана в момент времени $t_\sigma - 0$ параметры газа одинаковы в рабочем и дополнительном объёме: $T(t_\sigma - 0) = T_*(t_\sigma - 0)$. Таковыми они остаются и сразу после закрытия клапана: $T(t_\sigma + 0) = T_*(t_\sigma + 0)$. При этом со всей очевидностью имеет место равенство

$$T(t_\sigma + 0) = T(t_\sigma - 0). \quad (\Delta\chi(t_\sigma) < 0) \quad (4.3.35)$$

Тем самым, определяется новое значение $T_\sigma^+ = T(t_\sigma + 0)$ для начальных условий (4.3.31), решение системы уравнений (4.3.28)-(4.3.30) продолжается при новых

начальных условиях и значении структурного параметра $\chi = 0$ до тех пор, пока вновь не произойдёт включение клапана. Далее процесс решения повторяется.

В совместной записи соотношения (4.3.34), (4.3.35) принимают вид

$$T_{\sigma}^{+} \equiv T(t_{\sigma} + 0) = \begin{cases} \frac{m(t_{\sigma} - 0)}{m_{\Sigma}} T(t_{\sigma} - 0) + \frac{m_{\Sigma} - m(t_{\sigma} - 0)}{m_{\Sigma}} T_{*}(t_{\sigma} - 0), & \Delta\chi(t_{\sigma}) > 0; \\ T(t_{\sigma} - 0), & \Delta\chi(t_{\sigma}) < 0. \end{cases} \quad (4.3.36)$$

Формулу (4.3.36) можно представить в упрощённом виде

$$T_{\sigma}^{+} \equiv T(t_{\sigma} + 0) = \frac{m(t_{\sigma} - 0)}{m_{\Sigma}} T(t_{\sigma} - 0) + \frac{m_{\Sigma} - m(t_{\sigma} - 0)}{m_{\Sigma}} T_{*}(t_{\sigma} - 0), \quad (4.3.37)$$

поскольку при $\Delta\chi(t_{\sigma}) < 0$ справедливо равенство $T(t_{\sigma} - 0) = T_{*}(t_{\sigma} - 0)$.

4.3.4. Уравнения для энтропии газа

Изменение энтропии газа характеризует степень необратимости процесса диссипации механической энергии в теплоту. Поэтому расчёт энтропии газа занимает важное место при анализе эффективности работы пневмоамортизатора.

Обратимся к первому уравнению (4.3.1), представляющему собой уравнение энергетического баланса для газа в рабочем объёме:

$$\dot{Q}^{ext} dt = dU + p dV.$$

Благодаря принятым допущениям правая часть данного уравнения имеет вид

$$dU(T) + p(T, V) dV,$$

ничем не отличающийся от правой части объединённого уравнения первого и второго начал равновесной термодинамики (уравнения Клаузиуса [51]):

$$T dS(T, V) = dU(T) + p(T, V) dV.$$

Следовательно, равными будут и левые части данных уравнений:

$$T \dot{S} = \dot{Q}^{ext} \Rightarrow \dot{S} = -\kappa \frac{T - T_0}{T} - \bar{\kappa} \frac{T - T_{*}}{T}. \quad (4.3.38)$$

Аналогичное уравнение имеет место для газа в дополнительном объёме:

$$T_{*} \dot{S}_{*} = \dot{Q}_{*}^{ext} \Rightarrow \dot{S}_{*} = -\kappa_{*} \frac{T_{*} - T_0}{T_{*}} + \bar{\kappa} \frac{T - T_{*}}{T_{*}}. \quad (4.3.39)$$

В уравнениях (4.3.38), (4.3.39) использованы соотношения (4.2.3).

Благодаря свойству аддитивности суммарная энтропия газа в пневмоамортизаторе описывается уравнением, получаемым сложением уравнений (4.3.38), (4.3.39)

$$\dot{S}_{\Sigma} = \dot{S} + \dot{S}_* = -\kappa \frac{T - T_0}{T} - \bar{\kappa} \frac{T - T_*}{T} - \kappa_* \frac{T_* - T_0}{T_*} + \bar{\kappa} \frac{T - T_*}{T_*}. \quad (4.3.40)$$

Замечание. При расчётах по уравнениям (4.3.38)-(4.3.40) получаются численные значения, которые в точности совпадают с численными значениями, получаемыми при использовании формулы (2.4.32), по которой энтропия газа массой m , занимающего объём V , определяется выражениями

$$S = ms, \quad s = c_v \ln T - R \ln \rho, \quad (4.3.41)$$

где s – удельная энтропия газа, $\rho = m/V$ – плотность газа. Поэтому

$$\left\{ \begin{array}{l} S(t) = m(t) \left[c_v \ln T(t) - R \ln \frac{m(t)}{V(t)} \right], \\ S_*(t) = m_*(t) \left[c_v \ln T_*(t) - R \ln \frac{m_*(t)}{V_*} \right], \\ S_{\Sigma}(t) = S(t) + S_*(t). \end{array} \right. \quad (4.3.42)$$

При расчётах по формулам (4.3.42) надо располагать предысторией изменения параметров состояния газа в пневмоамортизаторе.

4.3.5. Полная система определяющих соотношений

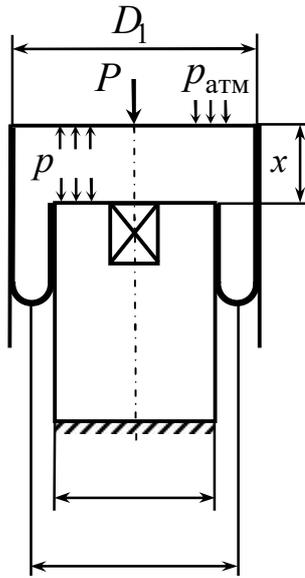


Рис. 4.2. Типовая схема пневмоамортизатора

Приведём полную (замкнутую) систему уравнений расширенной математической модели пневмоамортизатора, чтобы проводить дальнейшие численные расчёты и анализировать получаемые результаты.

Усилие пневмоамортизатора определяется выражением (2.4.41):

$$P = (p - p_{атм})F_3, \quad (4.3.43)$$

где F_3 – эффективная площадь, которая для пневмоамортизатора с РКО диафрагменного типа (рис. 4.2) находится по формулам (2.4.42), (2.4.43) через эффективный диаметр D_3 :

$$F_3 = \pi D_3^2 / 4, \quad D_3 = \sqrt{(D_1^2 + D_2^2)} / 2. \quad (4.3.44)$$

Особо выделяются моменты времени t_σ ($\sigma = 0, 1, 2, \dots$), когда срабатывает клапанное устройство пневмоамортизатора (клапан). Текущее состояние клапана характеризуется структурным параметром χ , принимающим значения (4.3.7):

$$\chi = \begin{cases} 1, & \text{клапан включен (открыт),} \\ 0, & \text{клапан выключен (закрыт).} \end{cases} \quad (4.3.45)$$

Изменение структуры пневмоамортизатора определяется приращением (4.3.8):

$$\Delta\chi(t) = \chi(t+0) - \chi(t-0). \quad (4.3.46)$$

В моменты времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана $\Delta\chi(t) = 0$. В момент времени $t = t_\sigma$ соответственно $\Delta\chi(t) > 0$ (точнее, $\Delta\chi(t) = +1$), если клапан включается, либо $\Delta\chi(t) < 0$ (точнее, $\Delta\chi(t) = -1$), если клапан выключается.

Давление газа в рабочем и дополнительном объёмах определяется уравнениями состояния идеального газа (4.3.30):

$$p = \frac{mRT}{V}, \quad p_* = \frac{(m_\Sigma - m)RT_*}{V_*}. \quad (4.3.47)$$

Для промежутков времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана, когда $\Delta\chi(t)=0$, изменения координаты x , скорости \dot{x} , величины рабочего объёма V , температуры газа в рабочем объёме T и температуры газа в дополнительном объёме T_* определяются решением системы обыкновенных дифференциальных уравнений, состоящей из дифференциального уравнения движения амортизируемого объекта вида $\ddot{x} = f(t, x, \dot{x}, \chi)$ и дифференциальных уравнений (4.3.28)-(4.3.30):

$$\dot{V} = F_3(x)\dot{x}, \quad (4.3.48)$$

$$\dot{T} = \begin{cases} -\frac{RT}{c_v(V+V_*)}\dot{V} - \frac{\kappa + \kappa_*}{m_\Sigma c_v}(T - T_0), & \chi = 1; \\ -\frac{RT}{c_v V}\dot{V} - \frac{\kappa}{m c_v}(T - T_0) - \frac{\bar{\kappa}}{m c_v}(T - T_*), & \chi = 0; \end{cases} \quad (4.3.49)$$

$$\dot{T}_* = \begin{cases} -\frac{RT}{c_v(V+V_*)}\dot{V} - \frac{\kappa + \kappa_*}{m_\Sigma c_v}(T - T_0), & \chi = 1; \\ -\frac{\kappa_*}{(m_\Sigma - m)c_v}(T_* - T_0) + \frac{\bar{\kappa}}{(m_\Sigma - m)c_v}(T - T_*), & \chi = 0; \end{cases} \quad (4.3.50)$$

при начальных условиях (4.3.31), (4.3.32):

$$x|_{t=t_\sigma+0} = x_\sigma, \quad \dot{x}|_{t=t_\sigma+0} = \dot{x}_\sigma, \quad V|_{t=t_\sigma+0} = V_\sigma, \quad T|_{t=t_\sigma+0} = T_\sigma^+, \quad T_*|_{t=t_\sigma+0} = T_\sigma^+. \quad (4.3.51)$$

Здесь x_σ , \dot{x}_σ , V_σ – координата пневмоамортизатора, скорость, рабочий объём в момент времени t_σ ; T_σ^+ – температура газа (в рабочем и дополнительном объёмах) сразу после переключения клапана и окончания процессов смешения газов.

Как правило, при $t = 0$ начальные условия имеют вид

$$x|_{t=0} = x_0, \quad \dot{x}|_{t=0} = \dot{x}_0, \quad V|_{t=0} = V_0, \quad T|_{t=0} = T_0, \quad T_*|_{t=0} = T_0, \quad (4.3.52)$$

где V_0 – рабочий объём пневмоамортизатора в некотором положении, которому соответствует координата x_0 (обычно среднее значение, отвечающее положению статического равновесия амортизируемого объекта), \dot{x}_0 – начальная скорость, T_0 – температура атмосферного воздуха. Возможны и другие варианты.

Входящая в уравнения (4.3.49), (4.3.50) масса газа в рабочем объёме описывается выражением (4.3.30):

$$m = \begin{cases} \frac{m_{\Sigma}}{V + V_*} V, & \chi = 1; \\ \frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} V_{\sigma}, & \chi = 0. \end{cases} \quad (4.3.53)$$

Масса газа в дополнительном объёме V_* определяется по формуле (4.3.25):

$$m_* = m_{\Sigma} - m, \quad (4.3.54)$$

где m_{Σ} – суммарная масса газа в пневмоамортизаторе, являющаяся константой.

Значение температуры газа (в рабочем и дополнительном объёмах) в момент времени t_{σ} сразу после переключения клапана T_{σ}^+ , входящее в начальные условия (4.3.51), определяется формулой (4.3.36):

$$T_{\sigma}^+ = \begin{cases} \frac{m(t_{\sigma} - 0)}{m_{\Sigma}} T(t_{\sigma} - 0) + \frac{m_{\Sigma} - m(t_{\sigma} - 0)}{m_{\Sigma}} T_*(t_{\sigma} - 0), & \Delta\chi(t_{\sigma}) > 0; \\ T(t_{\sigma} - 0), & \Delta\chi(t_{\sigma}) < 0. \end{cases} \quad (4.3.55)$$

или эквивалентной ей, более простой формулой (4.3.37)

$$T_{\sigma}^+ = \frac{m(t_{\sigma} - 0)}{m_{\Sigma}} T(t_{\sigma} - 0) + \frac{m_{\Sigma} - m(t_{\sigma} - 0)}{m_{\Sigma}} T_*(t_{\sigma} - 0). \quad (4.3.56)$$

При изменении рабочего объёма по гармоническому закону уравнение движения амортизируемого объекта имеет вид

$$\ddot{x} + \omega^2(x - x_0) = 0 \quad (4.3.57)$$

с начальными условиями

$$x|_{t=0} = x_0, \quad \dot{x}|_{t=0} = \omega x_a. \quad (4.3.58)$$

Здесь ω – циклическая частота, x_a – амплитуда колебаний.

Вынужденные колебания подрессоренной массы M при гармоническом кинематическом возбуждении (рис. 3.1) описываются уравнением движения (3.3.3)

$$\ddot{x} = P/M - g + \omega^2 \xi_a \sin(\omega t) \quad (4.3.59)$$

с начальными условиями

$$x|_{t=0} = x_0, \quad \dot{x}|_{t=0} = -\omega \xi_a, \quad (4.3.60)$$

отвечающим положению равновесия подрессоренной массы. Согласно (3.3.4)

$$\omega = 2\pi v/L \quad (4.3.61)$$

циклическая частота возмущения. Приложенное кинематическое возмущение соответствует движению автотранспортного средства с постоянной скоростью v по дороге, неровность которой составляет $2\xi_a$ на длине L .

Наконец, затухающим свободным колебаниям подрессоренной массы M соответствует уравнение движения (3.3.6):

$$\ddot{x} = P/M - g, \quad (4.3.62)$$

с начальными условиями (3.3.7):

$$x|_{t=0} = x_0, \quad \dot{x}|_{t=0} = -v_0. \quad (4.3.63)$$

Начальная скорость v_0 принимается равной скорости, которую приобретает подрессоренная масса при падении с высоты H_0 : $v_0 = \sqrt{2gH_0}$, как в [8].

Как дополнение, позволяющее оценивать степень необратимости процессов диссипации механической энергии и процессов теплообмена, при расчётах можно определять энтропию газа в рабочем объёме, энтропию газа в дополнительном объёме и суммарную энтропию газа с помощью уравнений (4.3.38)-(4.3.40):

$$\dot{S} = -\kappa \frac{T - T_0}{T} - \bar{\kappa} \frac{T - T_*}{T}, \quad (4.3.64)$$

$$\dot{S}_* = -\kappa_* \frac{T_* - T_0}{T_*} + \bar{\kappa} \frac{T - T_*}{T_*}, \quad (4.3.65)$$

$$\dot{S}_\Sigma = \dot{S} + \dot{S}_* = -\kappa \frac{T - T_0}{T} - \bar{\kappa} \frac{T - T_*}{T} - \kappa_* \frac{T_* - T_0}{T_*} + \bar{\kappa} \frac{T - T_*}{T_*}. \quad (4.3.66)$$

Начальные условия, согласованные с (4.3.52), назначаются согласно (4.3.41)

$$S|_{t=0} = m_0 s_0, \quad S_*|_{t=0} = (m_\Sigma - m) s_0, \quad S_\Sigma|_{t=0} = m_\Sigma s_0, \quad (4.3.67)$$

где $s_0 = c_v \ln T_0 - R \ln \rho_0$, $\rho_0 = m_\Sigma / (V_0 + V_*)$ – начальные значения удельной энтропии и плотности газа в пневмоамортизаторе.

Возможен также и другой, равнозначный вариант расчёта значений энтропии S , S_* , S_Σ в соответствии с формулами (4.3.42):

$$\begin{cases} S(t) = m(t) \left[c_v \ln T(t) - R \ln \frac{m(t)}{V(t)} \right], \\ S_*(t) = m_*(t) \left[c_v \ln T_*(t) - R \ln \frac{m_*(t)}{V_*} \right], \\ S_\Sigma(t) = S(t) + S_*(t). \end{cases} \quad (4.3.68)$$

4.3.6. Порядок проведения численных расчётов

Соответствующую динамическую задачу с одним из уравнений движения (4.3.57), (4.3.59), (4.3.62) предлагается решать численно (например, в математическом пакете MathCAD) в следующей последовательности.

Первой составляется подпрограмма численного интегрирования соответствующей системы дифференциальных уравнений при *неизменной* структуре пневмоамортизатора: структурный параметр, как внутренняя переменная подпрограммы, считается произвольным, но фиксированным (т.е. $\chi = 0$ или $\chi = 1$). Произвольно назначаемыми внутренними переменными подпрограммы являются также следующие величины: время начала t_S и окончания t_F процесса численного интегрирования соответствующей системы дифференциальных уравнений; значения параметров $x_S, \dot{x}_S, V_S, T_S, T_S^*$ – координата, скорость, рабочий объём, температура в рабочем объёме, температура в дополнительном объёме, которые входят в соответствующие начальные условия. Если необходим расчёт энтропии газа, то указанным внутренним переменным подпрограммы добавляются величины S_S, S_S^* – начальные значения энтропии газа в рабочем и дополнительном объёмах. Наконец, в число внутренних переменных подпрограмм необходимо также включить параметр V_σ – рабочий объём в момент последнего срабатывания клапана. При окончании расчётов по первой подпрограмме выходными являются значения соответствующих параметров $x_i, \dot{x}_i, V_i, T_i, T_i^*, S_i, S_i^*, \chi_i = \chi, V_{\sigma i} = V_\sigma$ в дискретные моменты времени t_i ($t_S \leq t_i \leq t_F, i = 0, 1, 2, \dots, N$).

Далее, исходя из сущности решаемой задачи, назначается временной интервал $\Delta t = t_F - t_S$. Данный временной интервал, с одной стороны, должен быть дос-

таточно велик, чтобы на его протяжении можно было ожидать изменения структуры пневмоамортизатора (например, смены направления относительного движения, характеризуемого координатой x). С другой стороны, временной интервал Δt должен быть достаточно мал, чтобы избежать избыточных вычислений.

Второй составляется подпрограмма, которая по рассчитанным (первой подпрограммой) дискретным значениям t_i , x_i , \dot{x}_i , ... определяет, наступил или нет момент переключения клапана. Если такой момент наступил, подпрограмма выдаёт на выходе значение порядкового номера $i = k$ и момента времени t_σ , лежащего между t_S , t_F и определяемого (если $k < N$) по интерполяционной формуле

$$t_\sigma = t_k - \frac{t_{k+1} - t_k}{\dot{x}_{k+1} - \dot{x}_k} \dot{x}_k$$

в случае смены направления движения, либо по формуле

$$t_\sigma = t_k - \frac{t_{k+1} - t_k}{x_{k+1} - \dot{x}_k} (x_k - x_\otimes)$$

в случае прохождения заданного положения с координатой x_\otimes . Если в момент переключения клапана $k = N$, то на выходе передаётся значение $t_\sigma = t_F$. Если на промежутке времени между t_S , t_F условий для переключения клапана не наблюдается, то на выходе из подпрограммы содержатся значения $k = N$ и $t_\sigma = t_F + \Delta t$, что служит причиной продолжения расчётов по первой подпрограмме.

Вполне допустимо использовать во второй подпрограмме одно из соотношений типа (4.3.9) и (4.3.10), (4.3.11) и (4.3.12), (4.3.13) и (4.3.14), либо иное аналогичное соотношение для назначенного алгоритма управления. Например, при управлении клапаном по алгоритму «четырёхугольная петля гистерезиса» можно взять соотношение (4.3.10) и определить массив значений $\Delta\chi(t_i) \leftrightarrow \Delta\chi[\dot{x}(t_i), \ddot{x}(t_i)]$. Наименьшее значение t_i , при котором выполняется условие $\Delta\chi(t_i) \neq 0$, будет равно t_σ .

Третьей составляется подпрограмма расчёта параметров на промежутке времени $t_\sigma \leq t \leq t_{\sigma+1}$. Последней является программа расчёта от $t = 0$ до $t = t_{end}$, где t_{end} – назначаемое время окончания расчётов.

4.4. ДИНАМИКА НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ, РАСЧЁТ И АНАЛИЗ

В данном разделе надлежит исследовать поведение пневмоамортизатора при изменениях рабочего объёма по гармоническому закону (жёсткий режим нагружения), при кинематическом возбуждении колебаний одномассовой системы амортизации с пневмоамортизатором (мягкий режим нагружения), при затухающих свободных колебаниях подрессоренной массы. Необходимо сравнить результаты расчётов, получаемых по расширенной и политропной математическим моделям пневмоамортизатора, оценив качественные и количественные отличия. Крайне важной является задача построения индикаторных диаграмм для установившегося режима работы пневмоамортизатора. Данные диаграммы следует аппроксимировать политропами, используя методы традиционного подхода к расчёту рабочих характеристик пневмоамортизатора. Главное выяснить, каким будет расхождение в описании механических параметров колебательной системы и отдельно в описании параметров тепловых процессов.

4.4.1. Исходные данные

Несмотря на неизбежное дублирование данных разд. 3.1, приведём полную сводку исходных параметров, достаточную для проведения численных расчётов по расширенной математической модели пневмоамортизатора с РКО модели Н-609 (рис. 4.1) [76]:

- диаметры арматуры направляющих, мм
 $D_1 = 260, D_2 = 200;$
- длина РКО по меридиану, мм
 $l_M = 290;$
- высота дополнительного объёма, мм
 $H_* = 159.2;$
- толщины твёрдых стенок из резины, мм
 $h_{\text{резина}} = h'_1 = h_3 = h'_{II} = 4;$
- толщины твёрдых стенок из стали, мм
 $h_{\text{сталь}} = h''_1 = h_1^* = h_I = h''_{II} = 5, h_2 = 25, h_2^* = 50;$

- коэффициенты теплопроводности [85], Вт/м·К
 $\lambda_{\text{резина}} = 120 \cdot 10^{-3}$, $\lambda_{\text{сталь}} = 79.0$, $\lambda_{\text{воздух}} = 26.2 \cdot 10^{-3}$;
- толщина пограничного слоя воздуха, мм
 $\delta = 0.25$;
- коэффициент теплоотдачи между воздухом и твёрдой стенкой, Вт/м²·К
 $\alpha \cong \lambda_{\text{воздух}} / \delta = 104.8$;
- коэффициенты теплопередачи по формулам (4.1.4)-(4.1.6), Вт/м²·К
 $K_1 = 19.055$, $K_2 = 101.44$, $K_3 = 19.08$,
 $K_1^* = 52.23$, $K_2^* = 98.28$, $K_I = 52.23$, $K_{II} = 19.05$;
- радиус торовой части РКО по формуле (4.1.12), мм
 $R_T = 15$;
- площади поверхностей теплопередачи по формулам (4.1.14)-(4.1.17)
 $F_1(x) = A_1 + B_1 x$, $A_1 = \frac{\pi D_1}{2} (l_M - \pi R_T) = 9.92 \text{ дм}^2$, $B_1 = \frac{\pi D_1}{2} = 4.08 \text{ дм}$;
 $F_2 = 5.31 \text{ дм}^2$, $F_3 = 3.41 \text{ дм}^2$, $F_2^* = F_I = 3.14 \text{ дм}^2$;
 $F_1^*(x) = A_1^* + B_1^* x$, $A_1^* = \frac{\pi D_2}{2} (2H_* - l_M + \pi R_T) = 2.37 \text{ дм}^2$, $B_1^* = \frac{\pi D_2}{2} = 3.14 \text{ дм}$;
 $F_{II}(x) = A_{II} - B_{II} x$, $A_{II} = \frac{\pi D_2}{2} (l_M - \pi R_T) = 7.63 \text{ дм}^2$, $B_{II} = \frac{\pi D_2}{2} = 3.14 \text{ дм}$;
- коэффициент теплообмена между газом в рабочем объёме и окружающей средой по первой формуле (4.2.4), Вт/К
 $\kappa(x) = K_1 F_1(x) + K_2 F_2 + K_3 F_3$;
- коэффициент теплообмена между газом в дополнительном объёме и окружающей средой по второй формуле (4.2.4), Вт/К
 $\kappa_*(x) = K_1^* F_1^*(x) + K_2^* F_2^*$;
- коэффициент теплообмена между газами в рабочем и дополнительном объёмах по третьей формуле (4.2.4), Вт/К
 $\bar{\kappa}(x) = K_I F_I + K_{II} F_{II}(x)$;
- эффективный диаметр по формуле (4.3.44)
 $D_3 = 232 \text{ мм}$;
- эффективная площадь по формуле (4.3.44)
 $F_3 = 422.5 \text{ см}^2$;
- максимальное значение координаты x по формуле (4.1.11)
 $x_{\text{max}} = l_M - \pi R = 242.9 \text{ мм}$;

- начальная координата x в положении равновесия амортизируемого объекта
 $x_0 = 120$ мм;
- начальное значение рабочего объёма
 $V_0 = 7.96$ л;
- величина дополнительного объёма
 $V_* = 5$ л;
- зависимость рабочего объёма от координаты x по формуле (2.4.44)
 $V(x) = V_0 + F_3(x - x_0)$;
- масса амортизируемого объекта
 $M = 1000$ кг;
- ускорение свободного падения
 $g = 9.81$ м/с²;
- атмосферное давление
 $p_{\text{атм}} = 0.1$ МПа;
- начальная температура газа (температура атмосферного воздуха)
 $T_0 = 300$ К;
- начальное абсолютное давление газа (воздуха)
 $p_0 = Mg/F_3 + p_{\text{атм}} = 0.332$ МПа;
- универсальная газовая постоянная
 $\mathfrak{R} = 8.31696 \cdot 10^3$ Дж/К·кмоль;
- молекулярный вес газа (воздуха)
 $\mu = 29$ кг/кмоль;
- газовая постоянная (воздуха)
 $R = \mathfrak{R}/\mu = 286.7917 \cdot 10^3$ Дж/К·кг;
- удельная изохорная теплоёмкость газа (воздуха)
 $c_v = 5R/2 = 716.98$ Дж/К·кг;
- удельная изобарная теплоёмкость газа (воздуха)
 $c_p = c_v + R = 1003.77$ Дж/К·кг;
- показатель адиабаты газа (воздуха)
 $k = c_p/c_v = 1.4$;
- суммарная масса газа (воздуха) в пневмоамортизаторе
 $m_{\Sigma} = p_0(V_0 + V_*)/RT_0 = 50.0$ г.

В начальный момент времени $t = 0$ давление и температура газа в рабочем и дополнительном объёмах принимают одинаковые значения, равные p_0 и T_0 .

4.4.2. Динамика затухающих свободных колебаний подрессоренной массы

По расширенной математической модели затухающие свободные колебания подрессоренной массы (рис. 4.3) носят апериодический характер, когда управление клапаном осуществляется по алгоритму «четырёхугольная петля гистерезиса». Для остальных двух алгоритмов управления происходит три-четыре колебания с сильно уменьшающейся амплитудой, после чего подрессоренная масса медленно возвращается в начальное положение статического равновесия (рис. 4.3, *a*). Такое монотонное уменьшение координаты x напрямую связано с поведением температуры (рис. 4.3, *б*) и давления (рис. 4.3, *в*) газа в рабочем объёме пневмоамортизатора: по окончании процесса гашения колебаний, который из-за своей скоротечности протекает практически в адиабатических условиях (без теплообмена), температура газа превышает температуру окружающей среды T_0 . Затем происходит охлаждение газа за счёт теплообмена с окружающей средой, вследствие чего температура газа постепенно уменьшается, причём при постоянной величине давления газа (изобарно). Такое поведение типично для систем амортизации с гидравлическими демпферами. Иными словами, по эффективности демпфирования пневмоамортизаторы не уступают гидроамортизаторам. Отличие проявляется в степени нагрева рабочего тела: жидкость в гидроамортизаторе нагревается меньше, чем газ в пневмоамортизаторе из-за значительной разницы в плотности и удельной теплоёмкости.

Несколько иначе описываются затухающие свободные колебания политропной математической моделью ($n = k$). Главное отличие проявляется в поведении координаты (рис. 4.4, *a*) и температуры (рис. 4.4, *б*). По окончании процесса колебаний подрессоренная масса не возвращается в начальное положение равновесия, новое положение равновесия расположено выше него. Конечная температура газа превышает температуру окружающей среды и остаётся неизменной в течение любого, сколь угодно большого промежутка времени, поскольку в отсутствие движения подрессоренной массы теплообмен (по политропной математической модели) происходить не может. Характер изменения давления газа проиллюстрирован на рис. 4.4, *в* для разных алгоритмов управления клапаном.

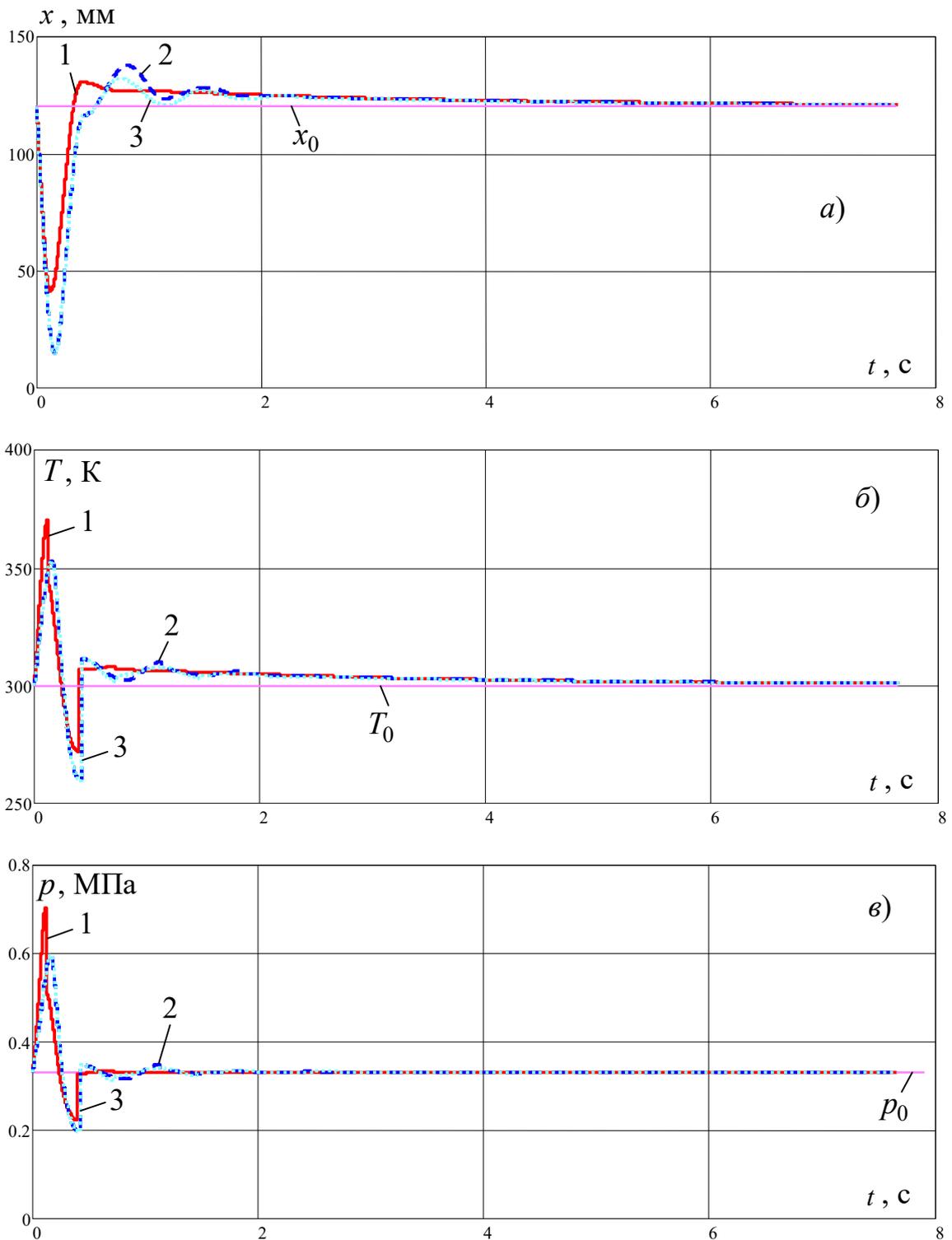


Рис. 4.3. Изменение координаты (а), температуры (б), давления (в) при затухающих свободных колебаниях подрессоренной массы для разных алгоритмов управления (расширенная математическая модель):

- 1 – четырёхугольная петля гистерезиса;
- 2 – треугольная петля гистерезиса;
- 3 – петля гистерезиса в форме бабочки

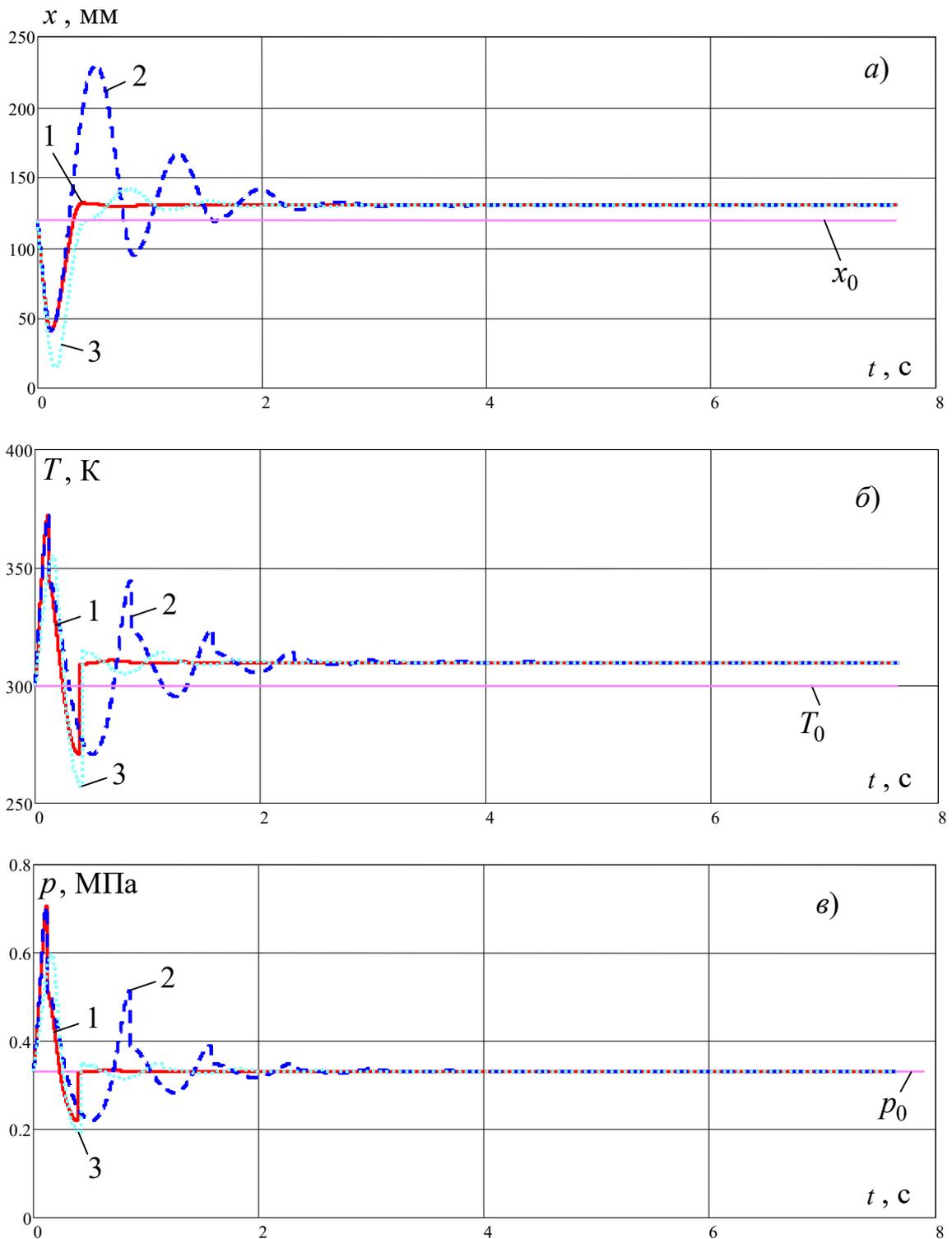


Рис. 4.4. Изменение координаты (а), температуры (б), давления (в) при затухающих свободных колебаниях подрессоренной массы для разных алгоритмов управления (политропная математическая модель):

- 1 – четырёхугольная петля гистерезиса;
- 2 – треугольная петля гистерезиса;
- 3 – петля гистерезиса в форме бабочки

Более детально качественные и количественные отличия и совпадения в результатах расчётов по политропной и расширенной математическим моделям можно проследить по рис. 4.5. На начальном этапе изменения координаты (рис. 4.5, *a*) и температуры (рис. 4.5, *б*) по обеим моделям практически ничем не отличаются. Существенные отличия начинают проявляться после гашения колебаний, когда на первый план выходят процессы теплообмена с окружающей средой. Напротив, изменения давления газа по обеим моделям полностью совпадают (рис. 4.5, *в*), что указывает в пользу традиционного метода расчёта пневмоамортизаторов, который является более простым в своей реализации и позволяет с высокой точностью описывать механические процессы затухающих свободных колебаний. И только в описании тепловых процессов наблюдаются принципиальная разница, о чём свидетельствует поведение суммарной энтропии газа (рис. 4.5, *г*). По политропной модели суммарная энтропия газа является ступенчато возрастающей функцией времени, а по расширенной модели – монотонно убывающей функцией времени (за счёт отвода теплоты в окружающую среду), которая скачкообразно возрастает в моменты коммутации объёмов (за счёт диссипации механической энергии в теплоту).

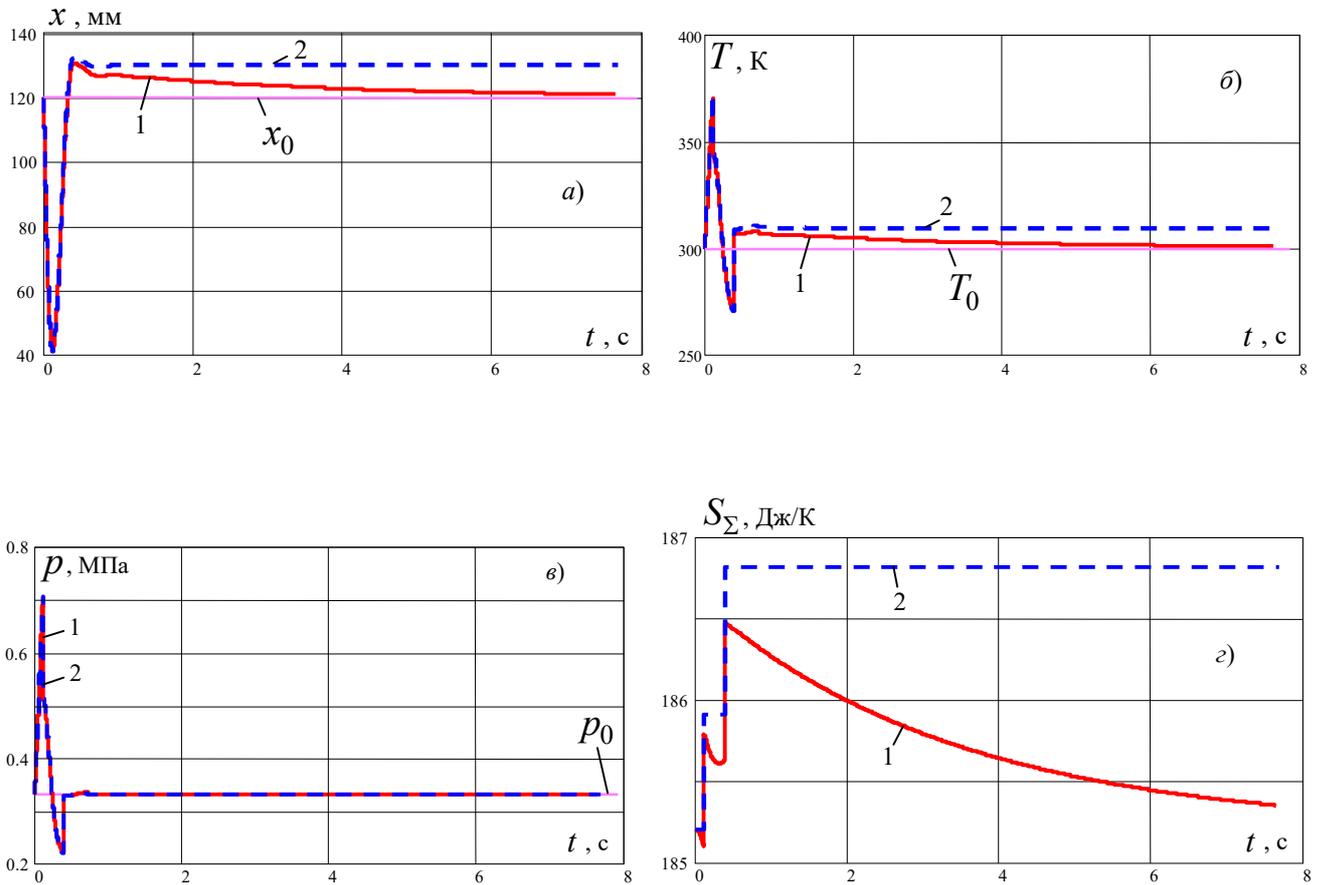


Рис. 4.5. Координата (а), температура (б), давление (в), суммарная энтропия (г)

при затухающих свободных колебаниях подрессоренной массы

для алгоритма управления по четырёхугольной петле гистерезиса:

1 – расширенная математическая модель;

2 – политропная математическая модель ($n = k$)

4.4.3. Динамика пневмоамортизатора при гармоническом законе изменения рабочего объёма

Дальнейшее исследование динамических процессов в пневмоамортизаторе достаточно ограничить случаем какого-то одного алгоритма управления клапаном. В качестве такового возьмём наиболее эффективный алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса. Это позволит сосредоточить внимание на принципиальных вопросах, общих для всех алгоритмов управления клапаном.

Первым рассмотрим вопрос, связанный с установившимся режимом работы пневмоамортизатора. При малых амплитудах гармонических колебаний рабочего объёма установившийся режим наступает достаточно быстро, через несколько циклов колебаний, число которых не превышает десяти (рис. 4.6, рис. 4.7). На больших частотах требуется большее число циклов. С увеличением амплитуды колебаний данный эффект проявляется сильнее (рис. 4.8, рис. 4.9) и сильнее (рис. 4.10, рис. 4.11). Тем самым, можно констатировать, что расширенная математическая модель пневмоамортизатора позволяет описывать постепенный выход на установившийся режим (в обычном понимании данного термина): по истечении некоторого числа циклов колебаний рабочего объёма изменения давления и температуры газа становятся периодическими с неизменным размахом колебаний. С ростом частоты и амплитуды число циклов, необходимых для наступления установившегося режима, возрастает.

Второе, следует обратить особое внимание на то, что при неблагоприятном сочетании амплитуды и частоты колебаний возникает ситуация (рис. 4.11), когда максимальное значение температуры в рабочем объёме превышает начальную температуру на 100 К. Такое приращение температуры является критичным для работоспособности и целостности резинокордной оболочки, вследствие чего возникает необходимость в организации принудительного охлаждения газа.

В-третьих, в течение переходного процесса происходит монотонное увеличение средних (за цикл), максимальных (за цикл) и минимальных (за цикл) значений давления и температуры газа. На рис. 4.6-рис. 4.11 данный эффект наиболее

заметен на высоких частотах $f = 5$ Гц и $f = 10$ Гц. Вследствие этого от цикла к циклу рабочие диаграммы всё больше увеличиваются в своих размерах и всё дальше смещаются от начального положения (рис. 4.11-рис. 4.13), соответствующего положению статического равновесия подрессоренной массы. Данный эффект тем сильнее, чем выше частота и амплитуда гармонических колебаний¹. Следует подчеркнуть, что эффект увеличения размеров рабочих диаграмм и эффект смещения от точки начального положения равновесия взаимосвязаны. Увеличение площади петли гистерезиса свидетельствует о большем количестве диссипатируемой механической энергии, которая, превращаясь в теплоту, приводит к повышению температуры газа и следующему за этим монотонному смещению от точки положения статического равновесия. В свою очередь, повышение температуры газа интенсифицирует процесс теплообмена с окружающей средой, что является обязательной предпосылкой наступления установившегося режима, при котором вся выделяющаяся за цикл теплота полностью отводится в окружающую среду (в этом случае площади $p - V$ и $T - S$ диаграмм становятся равными).

¹ На рис. 4.11, б – рис. 4.13, б рабочие диаграммы при частоте $f = 10$ Гц построены для 96 циклов колебаний, тогда как на рис. 4.10, рис. 4.11 для той же частоты построение велось до 295 циклов колебаний. Поэтому в первом случае максимальная температура имеет значение около 1500 К, а во втором – около 2500 К. Такое отличие допущено для того, чтобы рабочие диаграммы на рис. 4.11, б – рис. 4.13, б были более наглядными. Последнее никак не влияет на существование выводов о характере расположения установившихся индикаторных диаграмм.

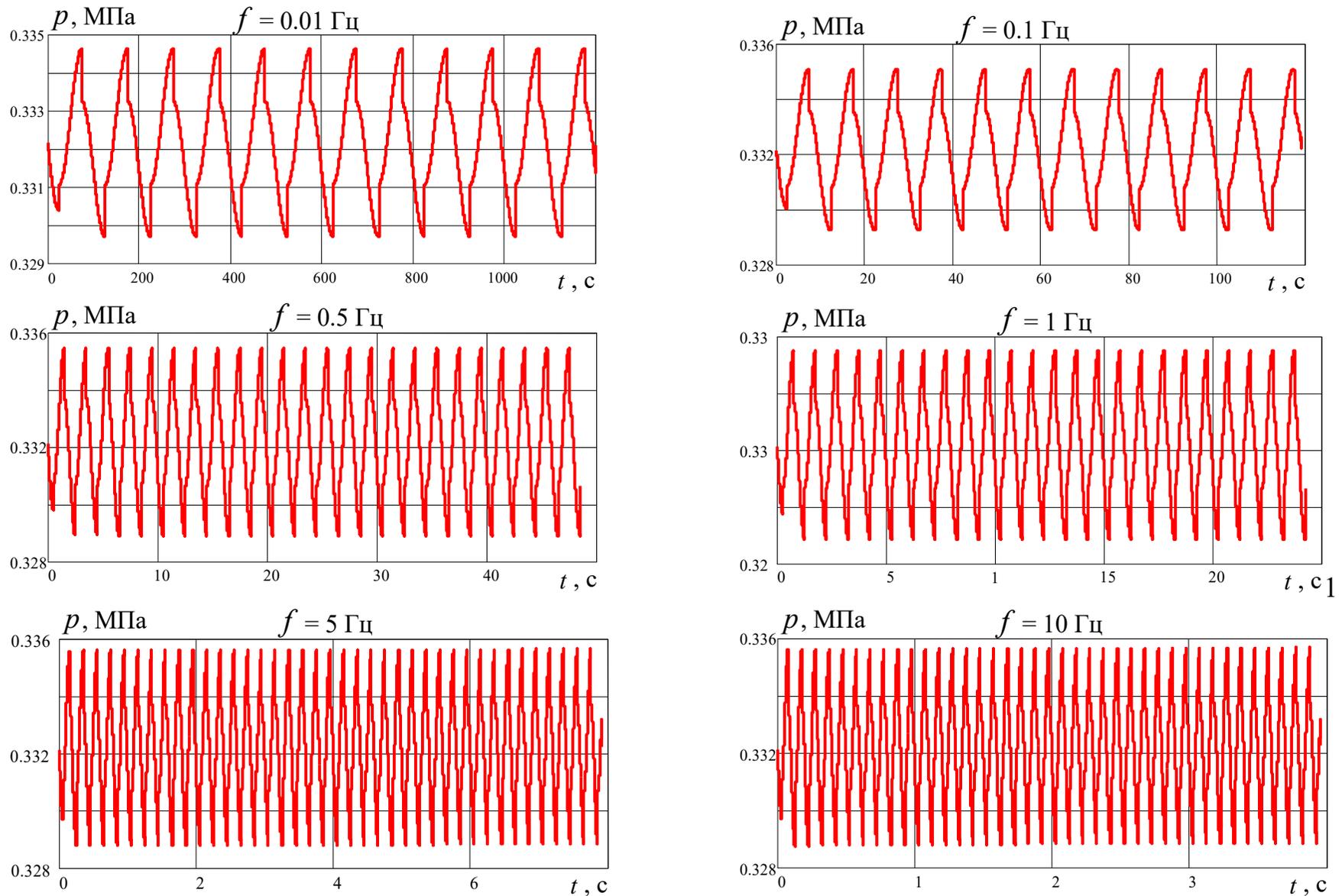


Рис. 4.6. Давление газа в рабочем объёме пневмоамортизатора по расширенной математической модели при изменении рабочего объёма по гармоническому закону с амплитудой $x_a = 1$ мм

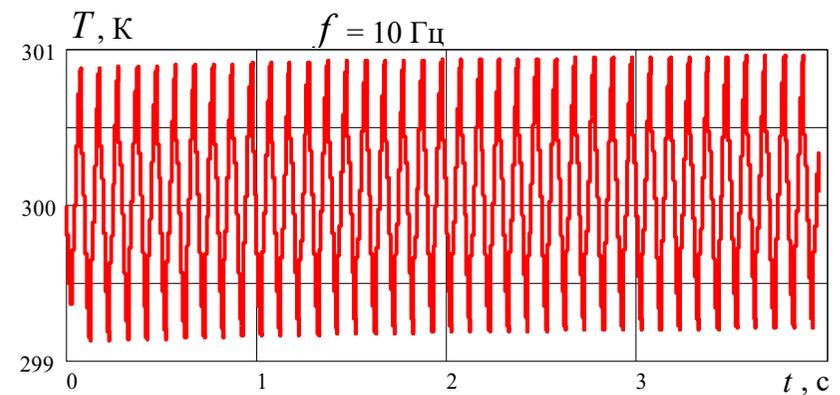
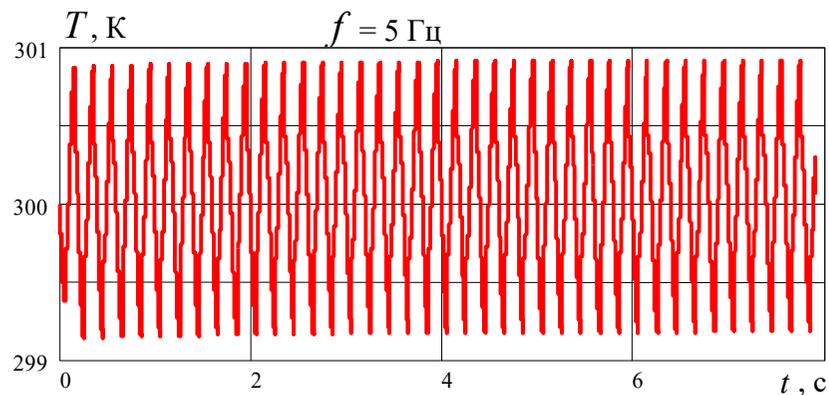
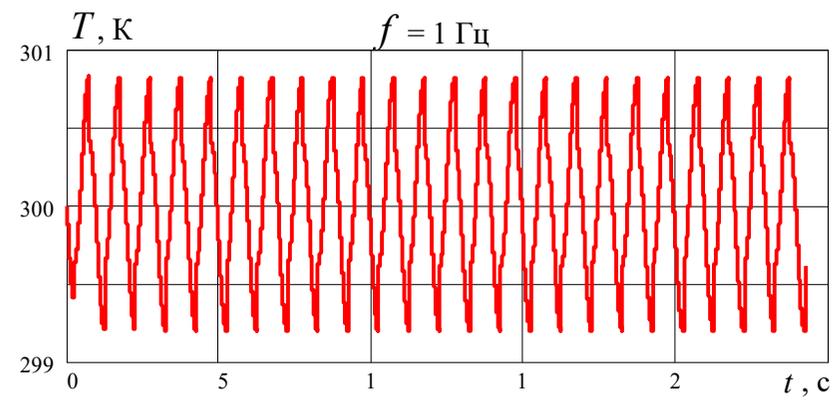
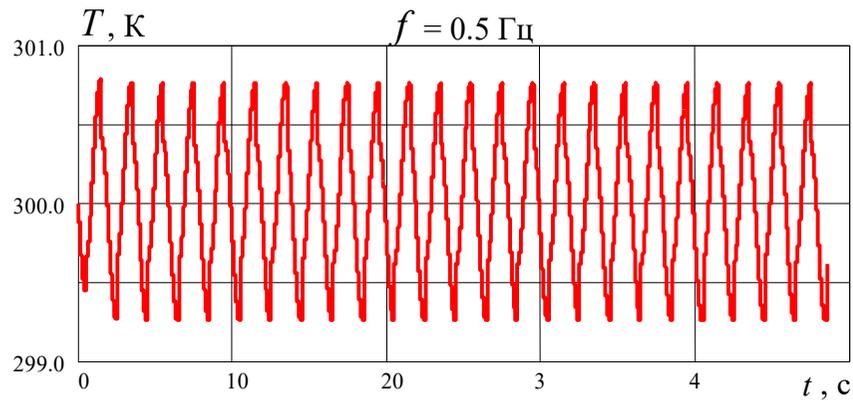
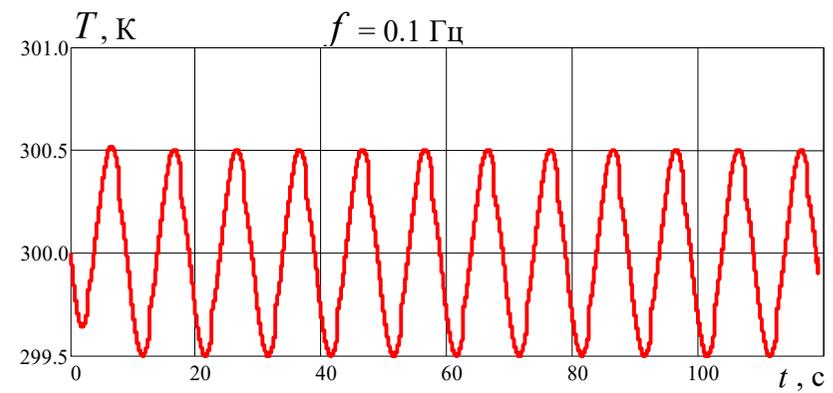
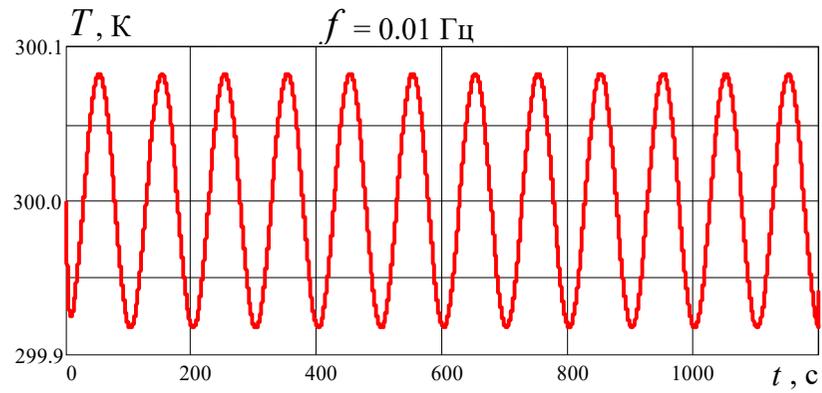


Рис. 4.7. Температура газа в рабочем объёме пневмоамортизатора по расширенной математической модели при изменении рабочего объёма по гармоническому закону с амплитудой $x_a = 1 \text{ мм}$

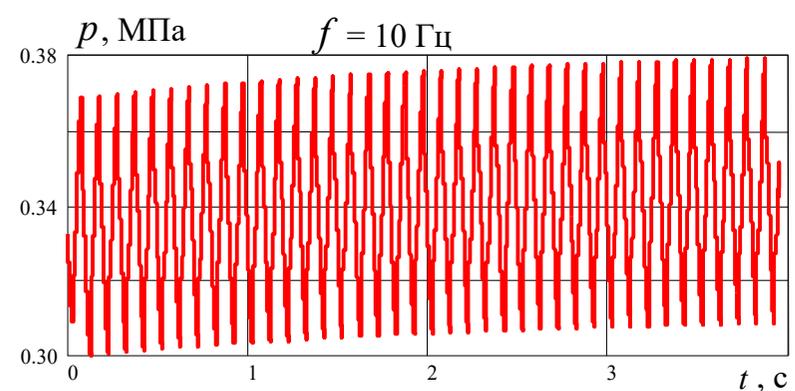
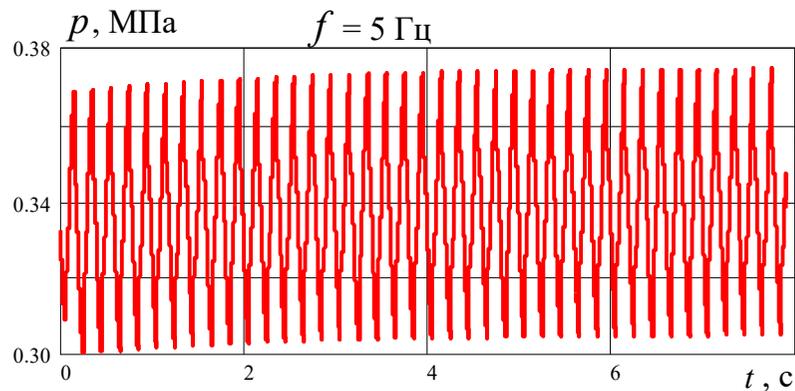
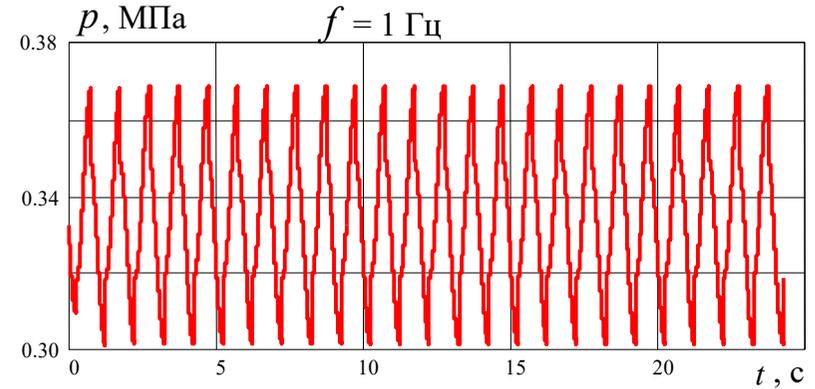
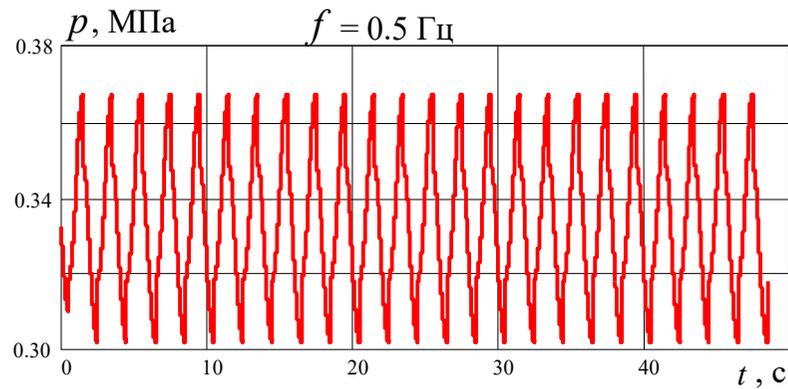
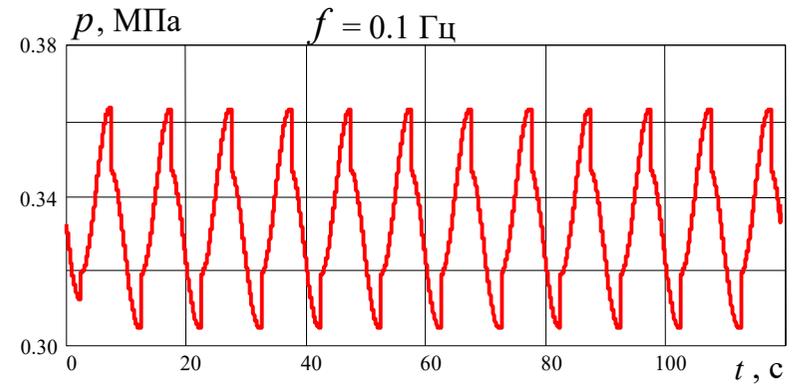
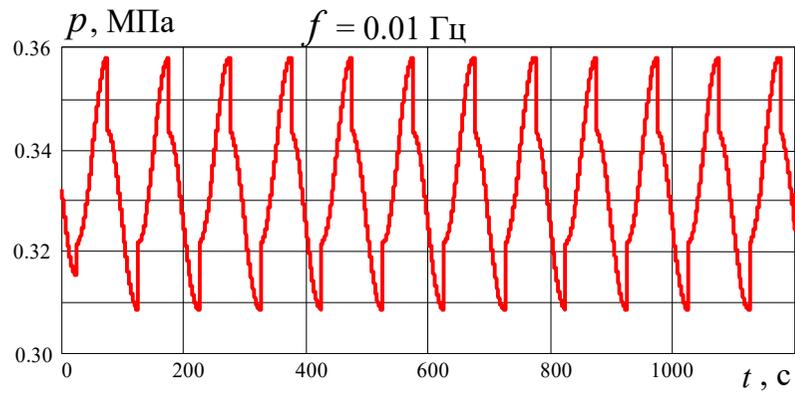


Рис. 4.8. Давление газа в рабочем объёме пневмоамортизатора по расширенной математической модели при изменении рабочего объёма по гармоническому закону с амплитудой $x_a = 10 \text{ мм}$

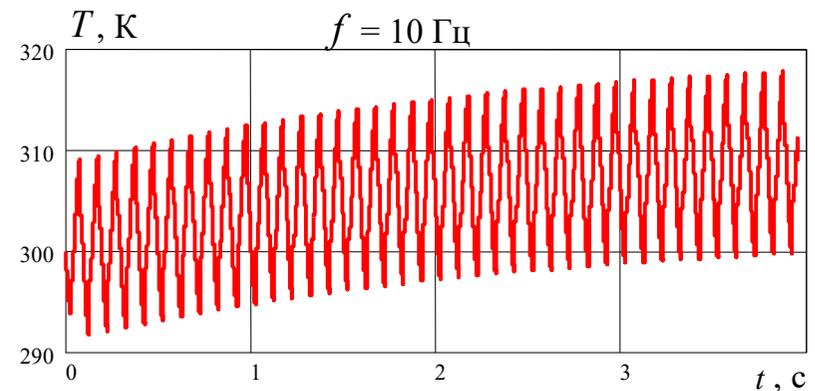
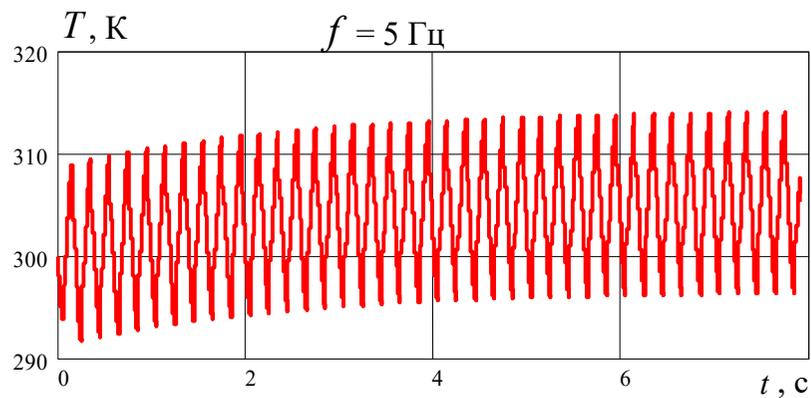
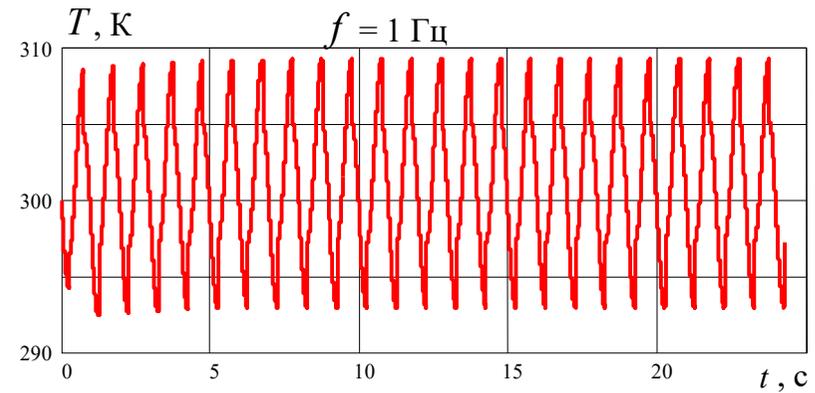
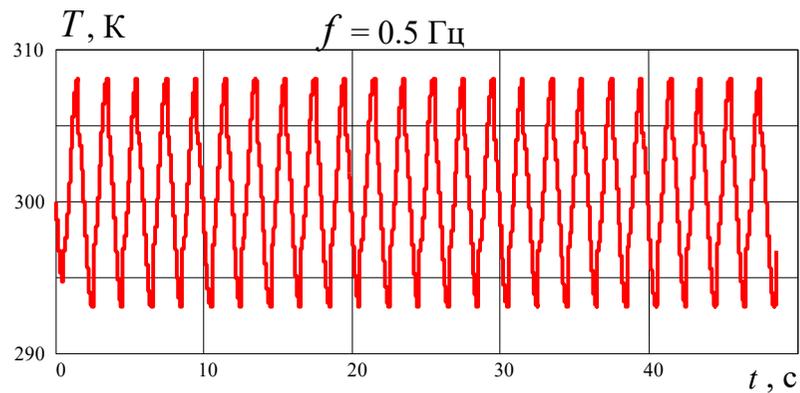
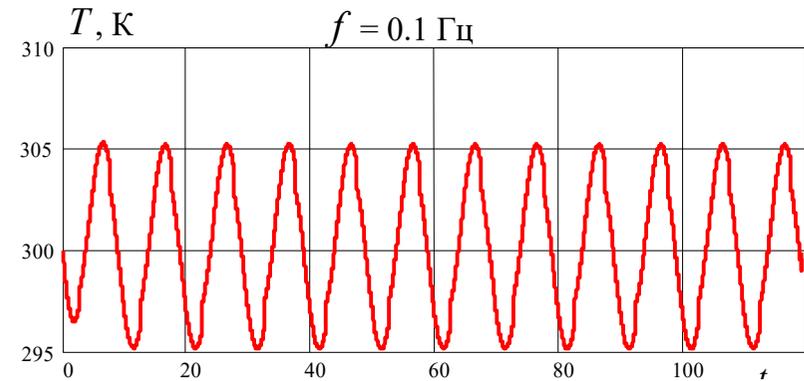
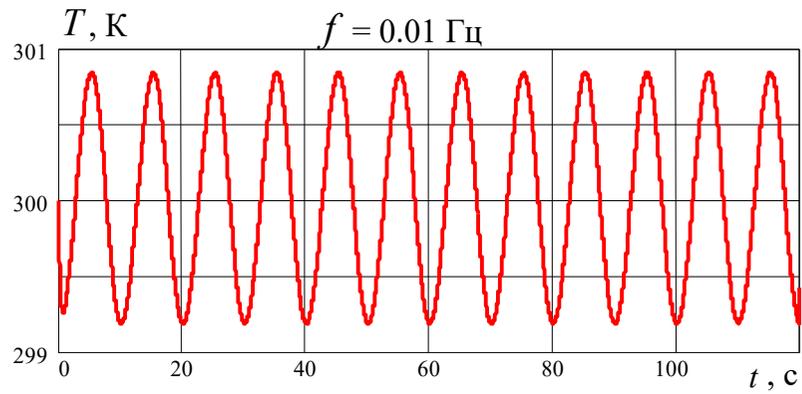


Рис. 4.9. Температура газа в рабочем объёме пневмоамортизатора по расширенной математической модели при изменении рабочего объёма по гармоническому закону с амплитудой $x_a = 10 \text{ мм}$

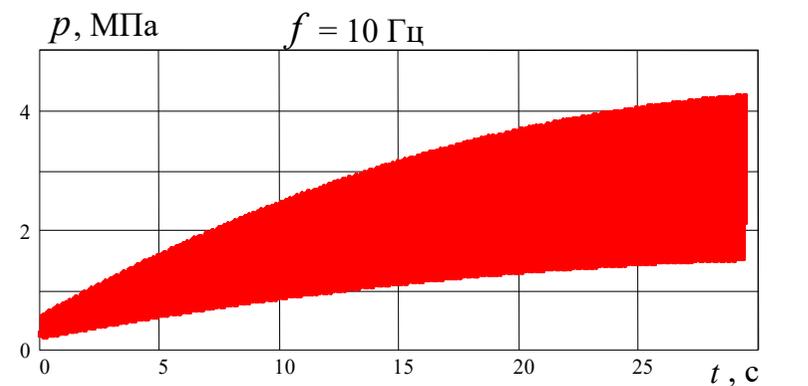
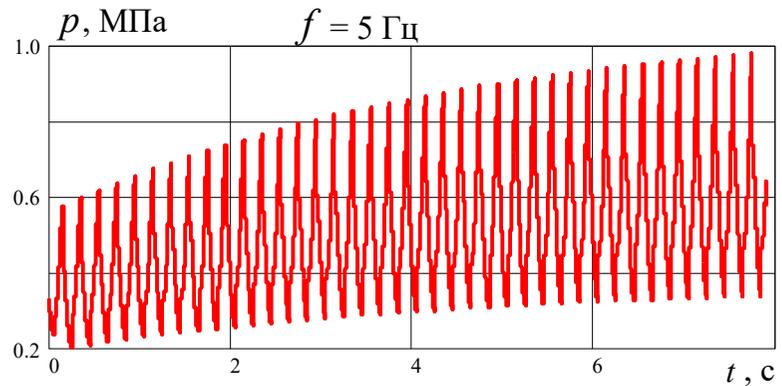
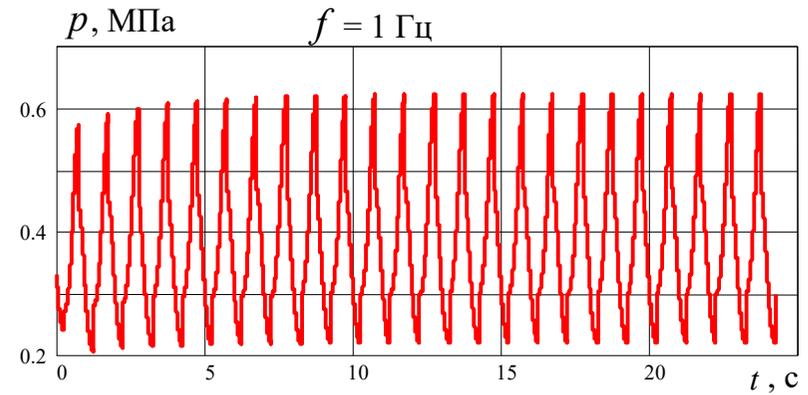
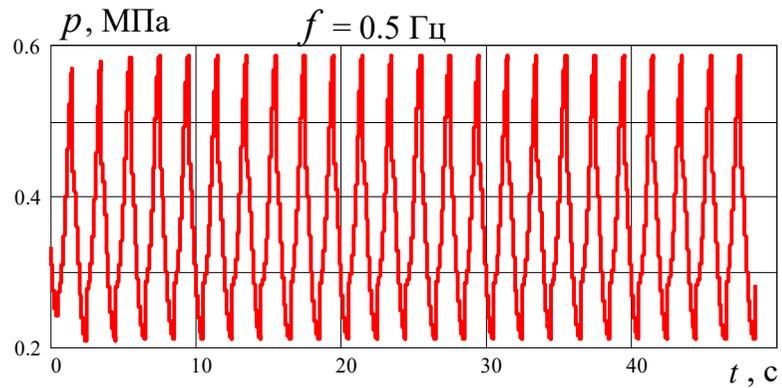
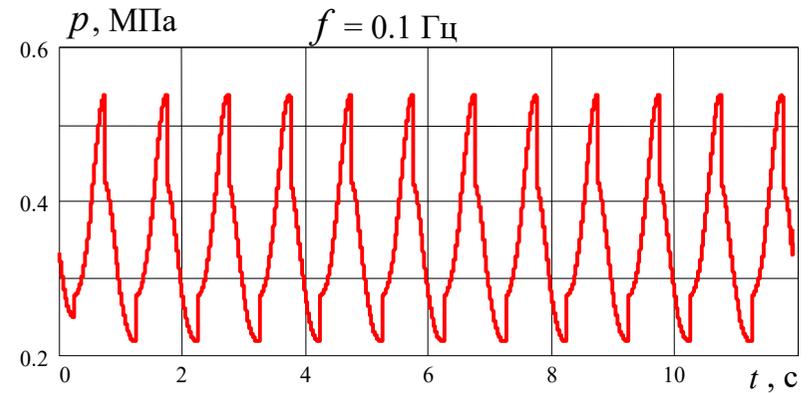
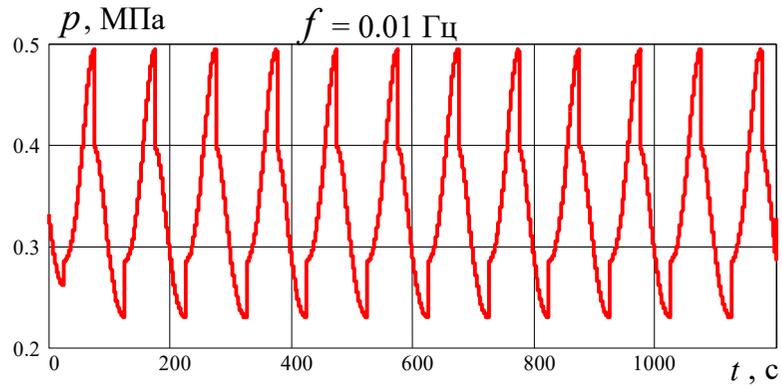


Рис. 4.10. Давление газа в рабочем объёме пневмоамортизатора по расширенной математической модели при изменении рабочего объёма по гармоническому закону с амплитудой $x_a = 50 \text{ мм}$

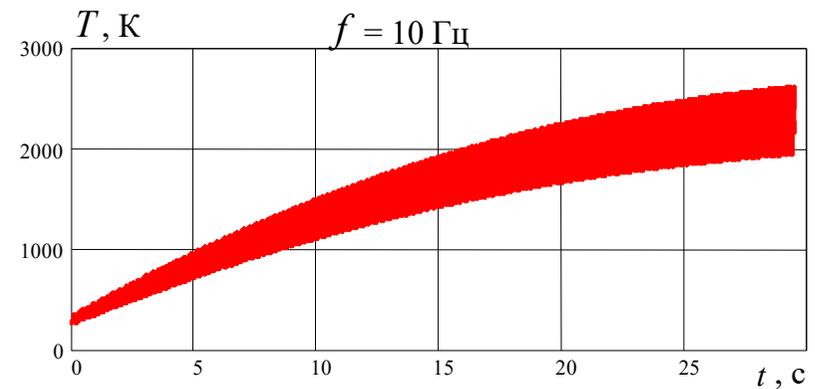
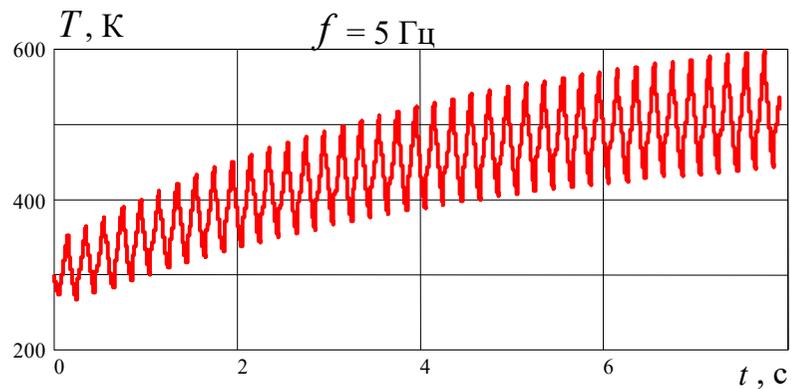
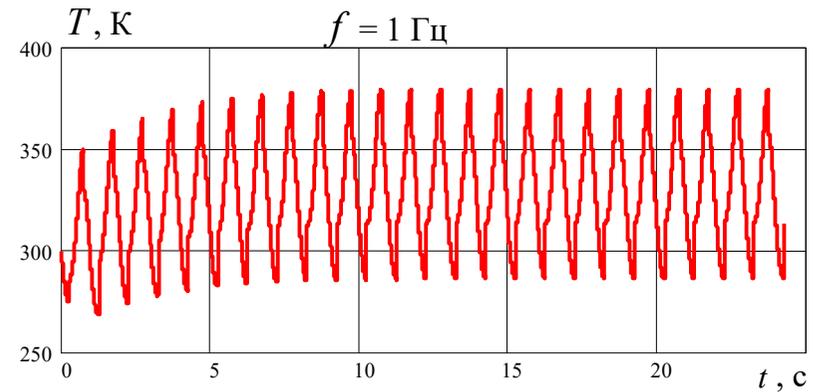
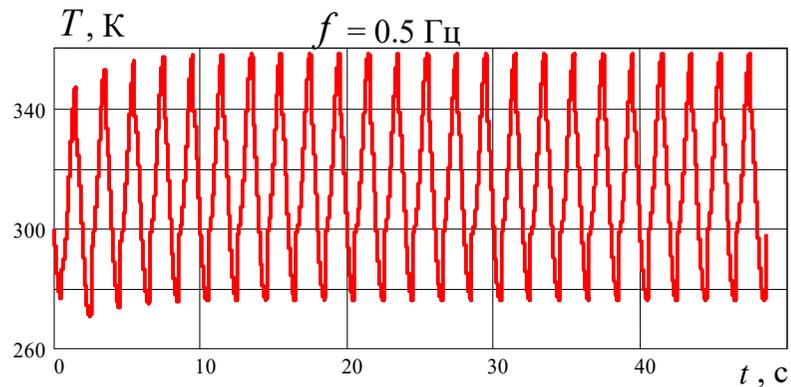
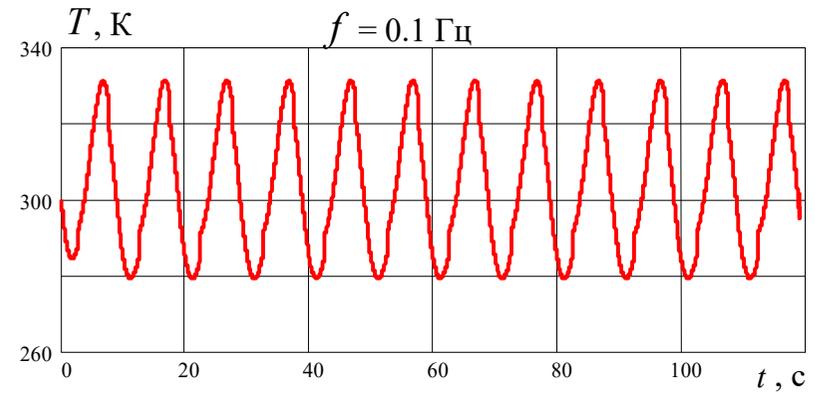
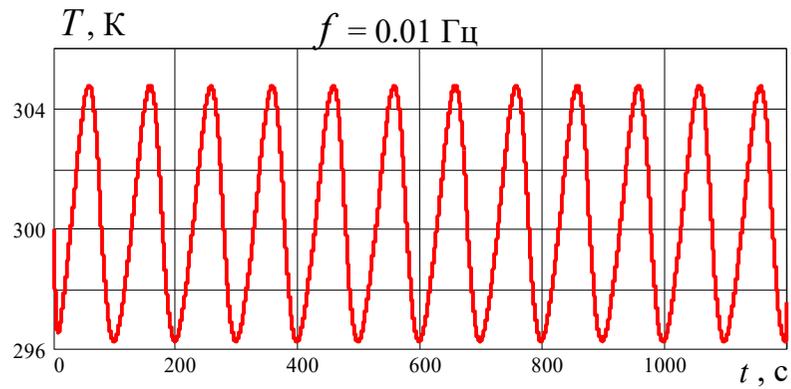


Рис. 4.11. Температура газа в рабочем объеме пневмоамортизатора по расширенной математической модели при изменении рабочего объема по гармоническому закону с амплитудой $x_a = 50 \text{ мм}$

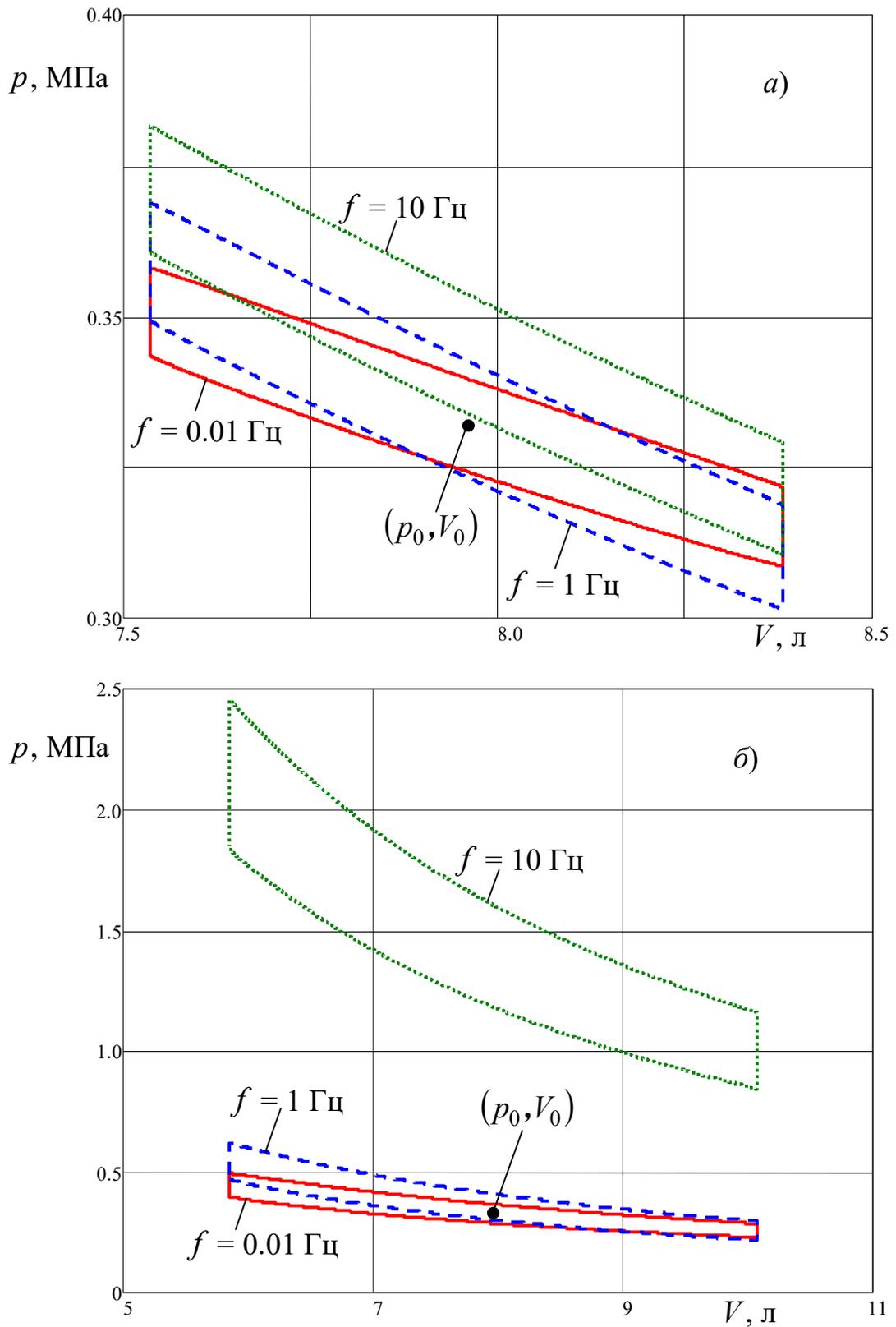


Рис. 4.11. Установившиеся индикаторные $p-V$ диаграммы пневмоамортизатора по расширенной математической модели при изменении рабочего объёма по гармоническому закону с амплитудой x_a : $a - 10$ мм; $b - 50$ мм

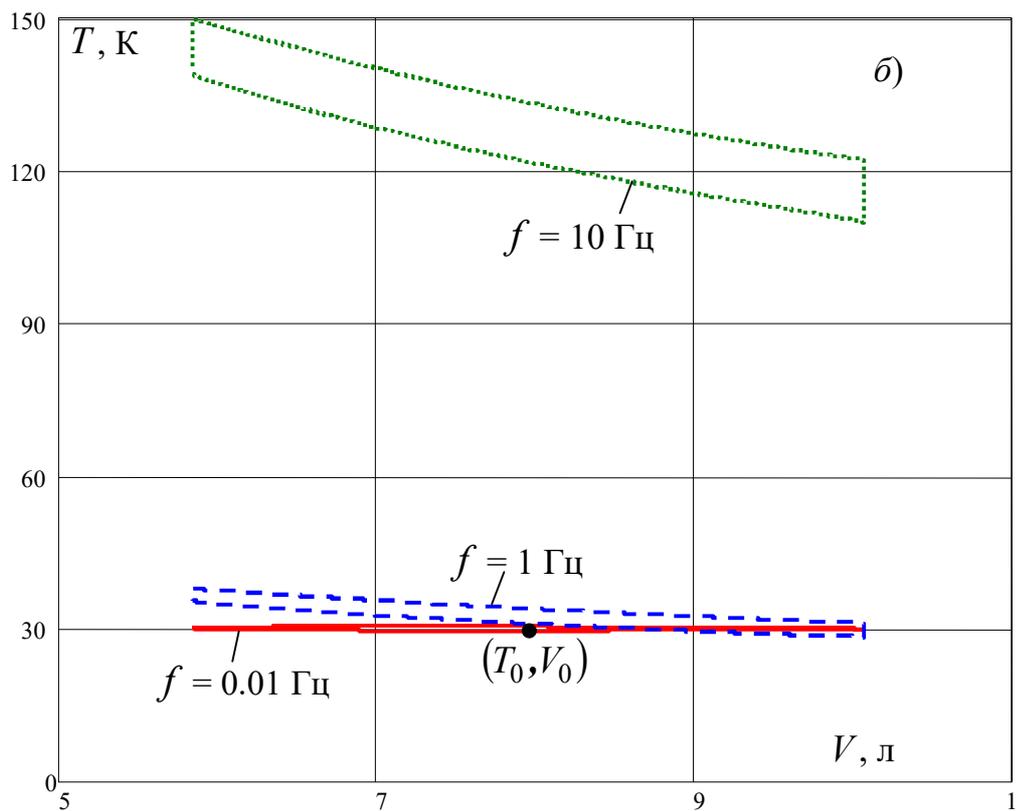
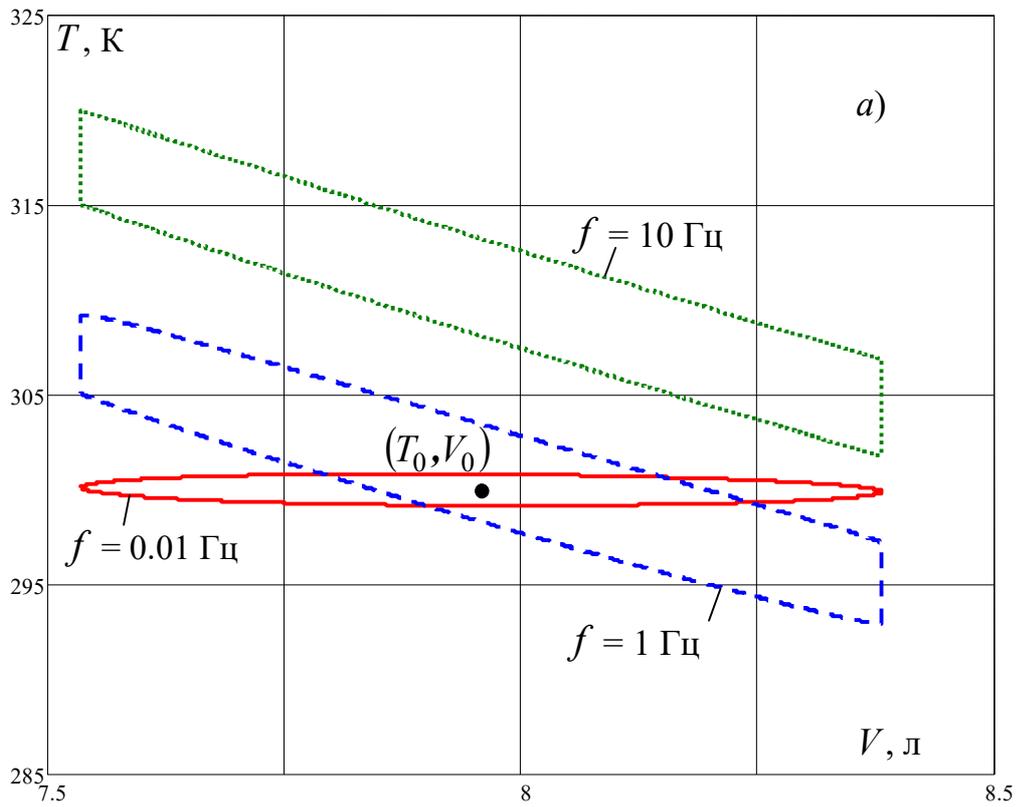


Рис. 4.12. Установившиеся индикаторные $T - V$ диаграммы пневмоамортизатора по расширенной математической модели при изменении рабочего объёма по гармоническому закону с амплитудой x_a : $a - 10$ мм; $b - 50$ мм

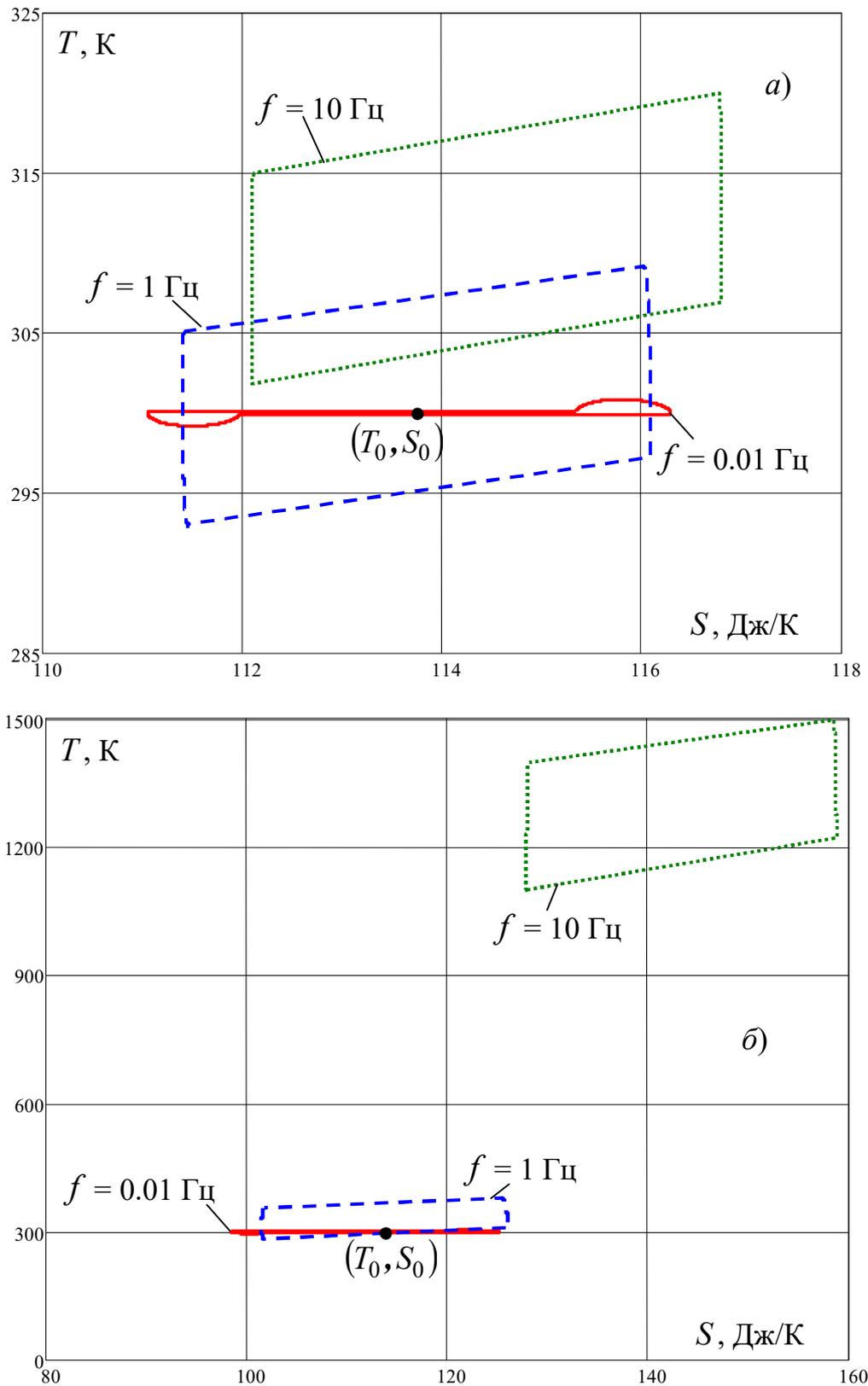


Рис. 4.13. Установившиеся индикаторные $T - S$ диаграммы пневмоамортизатора по расширенной математической модели при изменении рабочего объёма по гармоническому закону с амплитудой x_a : $a - 10$ мм; $b - 50$ мм

Как видно из рис. 4.11, установившиеся индикаторные $p-V$ диаграммы пневмоамортизатора не только смещаются и изменяют свою площадь. Вместе с этим при изменении частоты изменяется угол их наклона.

По своей природе кривые сжатия и расширения на $p-V$ диаграммах являются вариатропами (см. разд. 1.3.3), т.е. если их описывать уравнением политропы, то её показатель окажется переменным. Однако при приближённом описании показатель политропы можно полагать постоянным и определять его значение либо методом эквивалентных политроп (площади под вариатропой и политропой одинаковые), либо методом условных политроп с конечными параметрами (одинаковые значения давления и объёма в крайних точках), как это делается в теории поршневых компрессоров [71]. Используя второй метод, как более простой, можно достичь достаточно точной интерполяции (рис. 4.14), особенно на высоких частотах.

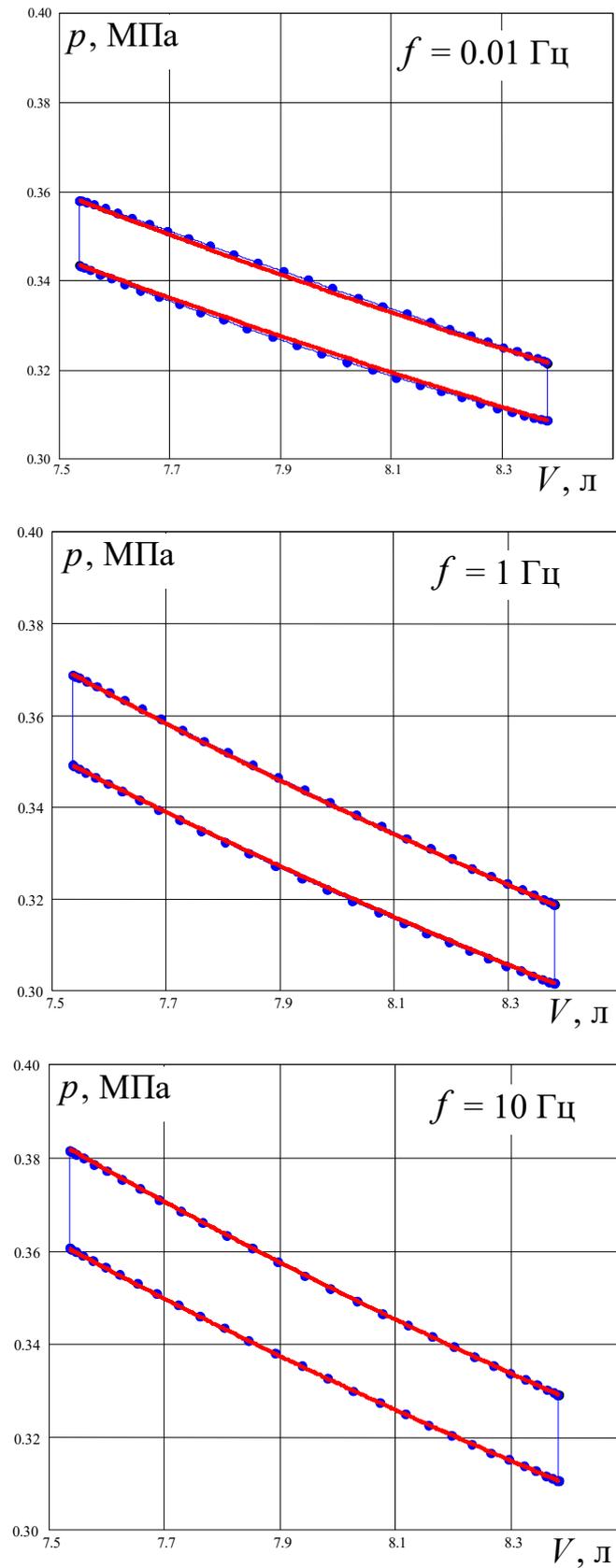


Рис. 4.14. Интерполяция вариатроп (линии с точками) на $p-V$ диаграммах условными политропами (сплошные линии) по методу конечных параметров при амплитуде гармонических колебаний $x_a = 10$ мм

Результаты интерполяции сведены в таб. 4.1. Показатель политропы на ходе сжатия (верхняя ветвь петли гистерезиса) немного отличается от показателя политропы на ходе расширения (нижняя ветвь петли гистерезиса). Среднее значение показателя политропы зависит от частоты, зависимость от амплитуды незначительная. Поэтому для аппроксимации можно использовать уравнение регрессии (дробно-рациональную зависимость Смирнова О.М. [18])

$$n = \frac{k_n + K_n \left(f / \hat{f} \right)^{m_n}}{1 + K_n \left(f / \hat{f} \right)^{m_n}}. \quad (4.4.1)$$

Таблица 4.1. Расчётные значения показателя политропы при изменении рабочего объёма по гармоническому закону

Амплитуда	Частота f , Гц	Показатель политропы		
		на ходе сжатия	на ходе расширения	среднее значение
$x_a = 1$ мм	0.01	1.00631	1.00631	1.00631
	0.1	1.21109	1.21111	1.2111
	0.5	1.3527	1.35368	1.35319
	1	1.37477	1.37593	1.37535
	5	1.39421	1.3955	1.3955
	10	1.39675	1.39807	1.39741
$x_a = 10$ мм	0.01	1.00637	1.00629	1.00633
	0.1	1.21101	1.21117	1.21109
	0.5	1.34901	1.35741	1.35321
	1	1.37032	1.38046	1.37539
	5	1.38889	1.40103	1.39496
	10	1.39113	1.40401	1.39757
$x_a = 50$ мм	0.01	1.00725	1.00683	1.00704
	0.1	1.20997	1.21075	1.21036
	0.5	1.33215	1.37669	1.35442
	1	1.35134	1.40385	1.37759
	5	1.36889	1.42905	1.39897
	10	1.37272	1.4304	1.40156

Численные значения безразмерных коэффициентов

$$k_n = 1.39925, K_n = 0.05503, m_n = -1.22963 \quad (4.4.2)$$

получаются методом наименьших квадратов по данным таб. 4.1. Степень точности аппроксимации можно оценить по рис. 4.15. Значение опорной частоты \hat{f} , входящей в уравнение регрессии (4.4.1), может быть взято произвольно. Для удобства было принято значение $\hat{f} = 1$ Гц. Вследствие этого в формулу (4.4.1) надо подставлять численные значения частоты f , выраженные в герцах. Без потери точности, в (4.4.2) можно взять значение $k_n \cong k = 1.4$, как у показателя адиабаты.

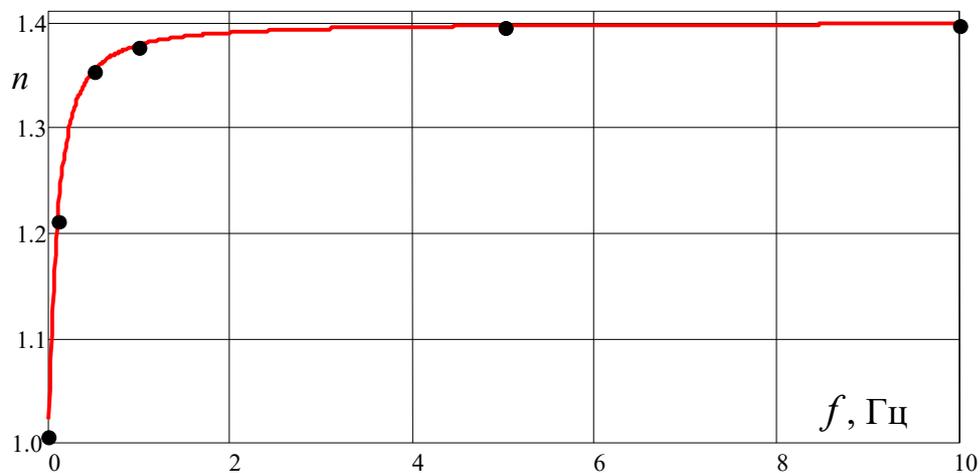


Рис. 4.15. Усреднённая зависимость показателя политропы от частоты при гармоническом законе изменения рабочего объёма

Уравнение (4.4.1) при $k_n \cong k$ полностью согласуется с общеизвестными представлениями о зависимости показателя политропы от скорости протекания процесса [69, 75]. Когда сжатие (или расширение) газа происходит достаточно медленно ($f \ll 1$), тогда $n \cong 1$, т.е. протекающий процесс близок к изотермическому. С ростом частоты f показатель политропы возрастает, стремясь к максимальному своему значению $k_n \cong k = 1.4$, соответствующему адиабатическому процессу. При этом равенство $k_n \cong k = 1.4$ вовсе не означает, что в процессе работы пневмоамортизатора от газа не отводится теплота. Совсем наоборот, теплота отводится, причём тем больше, чем больше частота. В этом заключается вся парадоксальность ситуации, возникающей при замене вариатроп условными политро-

пами с постоянным показателем. Подробный анализ данного вопроса будет проведён чуть позже, при обсуждении принципиальных отличий в описании индикаторных $T-V$ и $T-S$ диаграмм пневмоамортизатора по расширенной и политропной математическим моделям. Будет показано, что в отличие от политропной математической модели традиционный, более простой метод расчёта пневмоамортизаторов, используемый в [38, 77, 89, 90, 101], обеспечивает при определённых условиях достаточно высокую точность описания механических процессов. Сейчас лишь ограничимся ссылкой на рис. 4.16, который иллюстрирует, что качественные и количественные отличия между расширенной и политропной математическими моделями могут быть очень большими.

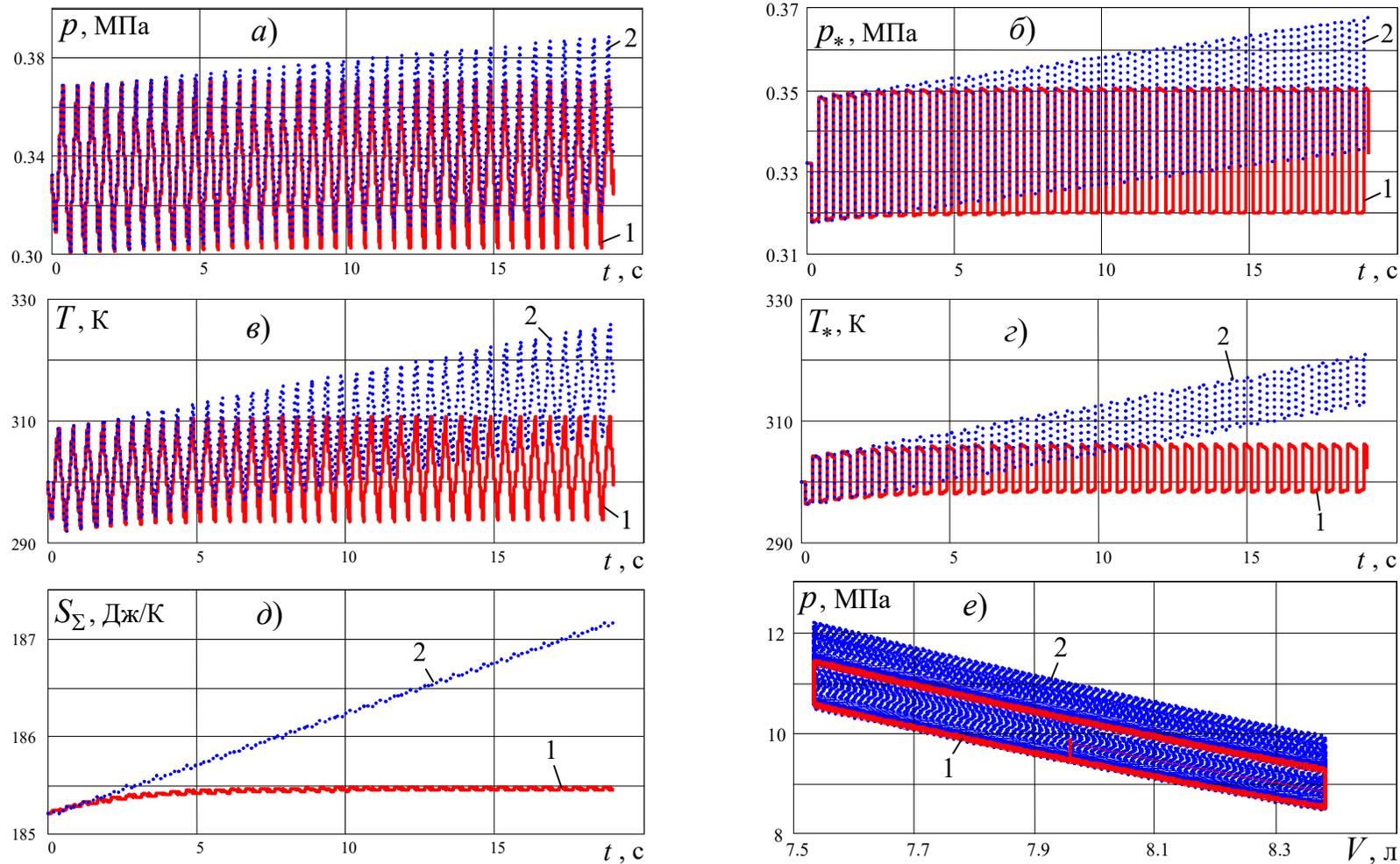


Рис. 4.16. Основные отличия между расширенной (1) и политропной (2) математическими моделями при изменении рабочего объёма по гармоническому закону (частота $f = 2$ Гц, амплитуда $x_a = 10$ мм):

a – давление газа в рабочем объёме; $б$ – давление газа в дополнительном объёме;

$в$ – температура газа в рабочем объёме; $г$ – температура газа в дополнительном объёме;

$д$ – суммарная энтропия газа; $е$ – индикаторная $p-V$ диаграмма для 38 циклов колебаний

4.4.4. Динамика одномассовой колебательной системы при кинематическом возмущении

Динамические процессы, происходящие при кинематическом возбуждении колебаний одномассовой системы амортизации с пневмоамортизатором, носят более сложный характер, чем в случае гармонических колебаний рабочего объёма. Однако основные выводы, сделанные в предыдущем разделе, остаются неизменными, не считая некоторых специфических особенностей.

При кинематическом возмущении (мягкое нагружение) для выхода на установившийся режим требуется большее число циклов колебаний, чем при гармоническом изменении рабочего объёма (жёсткое нагружение). Вызвано это влиянием сил инерции на колебательное движение подрессоренной массы.

Длительность и характер начальных изменений координаты пневмоамортизатора x в ходе переходного процесса зависят от вида начальных условий и интенсивности действующего кинематического возмущения (см. правые части рис. 4.17, рис. 4.20). После выхода на установившийся режим (см. левые части рис. 4.17, рис. 4.20) координата x совершает колебания относительно среднего положения, расположенного выше начального положения x_0 . Колебания происходят по периодическому закону, отличающегося от гармонического. С ростом частоты и амплитуды кинематического возмущения длительность переходного процесса и подъём подрессоренной массы увеличиваются (рис. 4.17, рис. 4.20).

В сказанном заключаются основные качественные отличия между жёстким и мягким режимами нагружения. В остальном изменение параметров состояния пневмоамортизатора сохраняет прежний характер. После нескольких циклов колебаний изменения давления (рис. 4.18, рис. 4.21) и температуры (рис. 4.19, рис. 4.22) газа становятся периодическими с постоянным размахом колебаний. С ростом частоты и амплитуды кинематического возмущения число циклов, необходимых для выхода на установившийся режим, возрастает. В широком диапазоне изменения частоты и амплитуды кинематического возмущения температурный режим работы пневмоамортизатора является благоприятным. Однако в опреде-

лѐнных условиях максимальная температура в рабочем объѐме может достигать значений, превышающих начальную температуру на 100 К и выше (рис. 4.22). Поэтому актуальной становится задача принудительного охлаждения газа для обеспечения работоспособности и целостности РКО пневмоамортизатора.

При кинематическом возмущении с ростом частоты существенным образом видоизменяются рабочие диаграммы пневмоамортизатора, относящиеся к установившемуся режиму колебаний (рис. 4.23-рис. 4.25). Очень сильными являются изменение размеров диаграмм (площади петли гистерезиса) и их смещение от своего начального положения. Так рабочая диаграмма для частоты $f = 0.1$ Гц выглядит как маленькая, незаметная точка на фоне рабочих диаграмм для больших частот $f = 1$ Гц, $f = 10$ Гц (рис. 4.23-рис. 4.25).

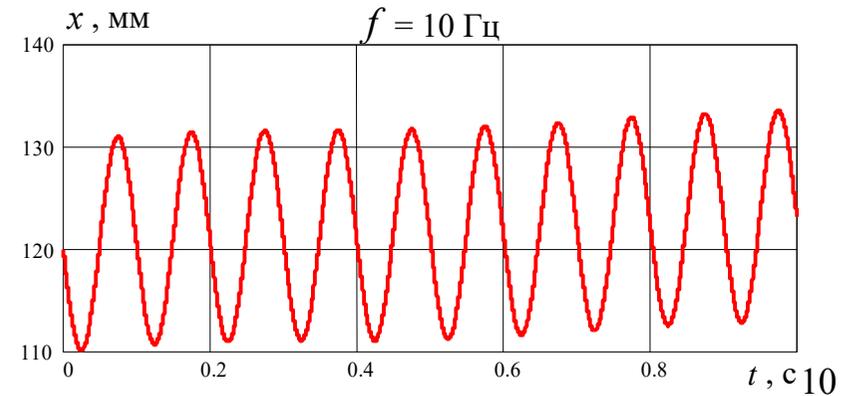
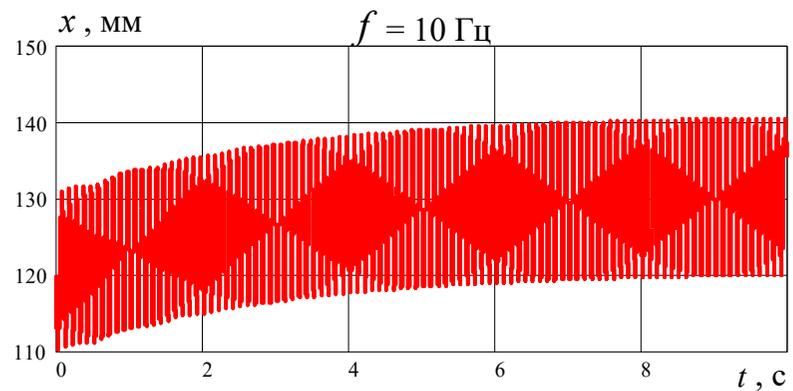
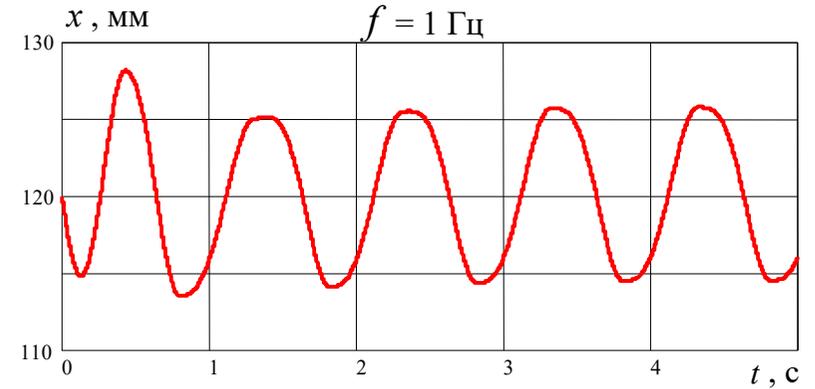
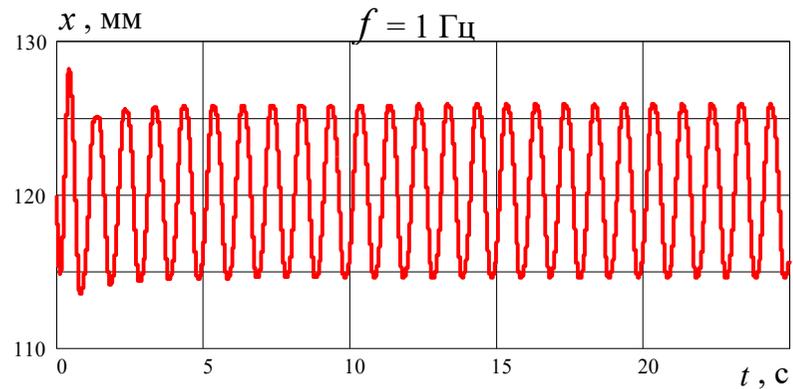
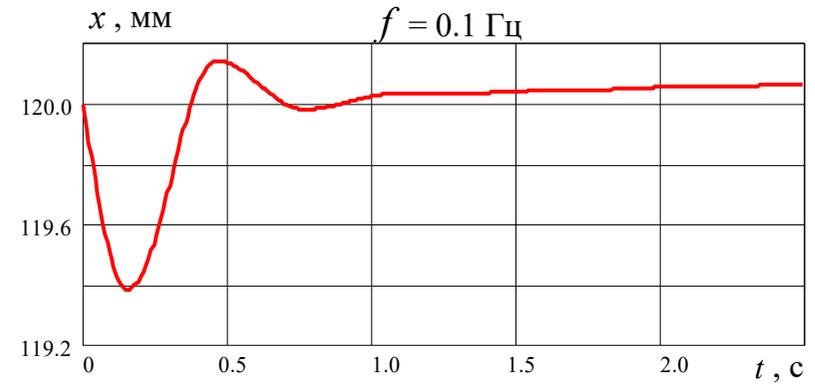
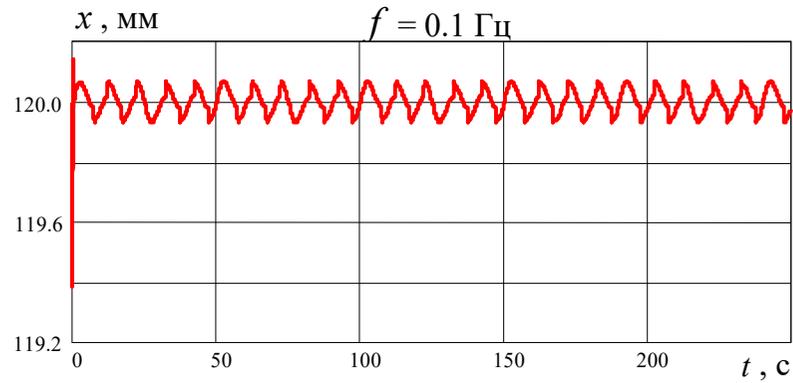


Рис. 4.17. Изменение координаты пневмоамортизатора по расширенной математической модели при кинематическом возмущении по гармоническому закону с амплитудой $\xi_a = 10 \text{ мм}$ (справа начальный этап)

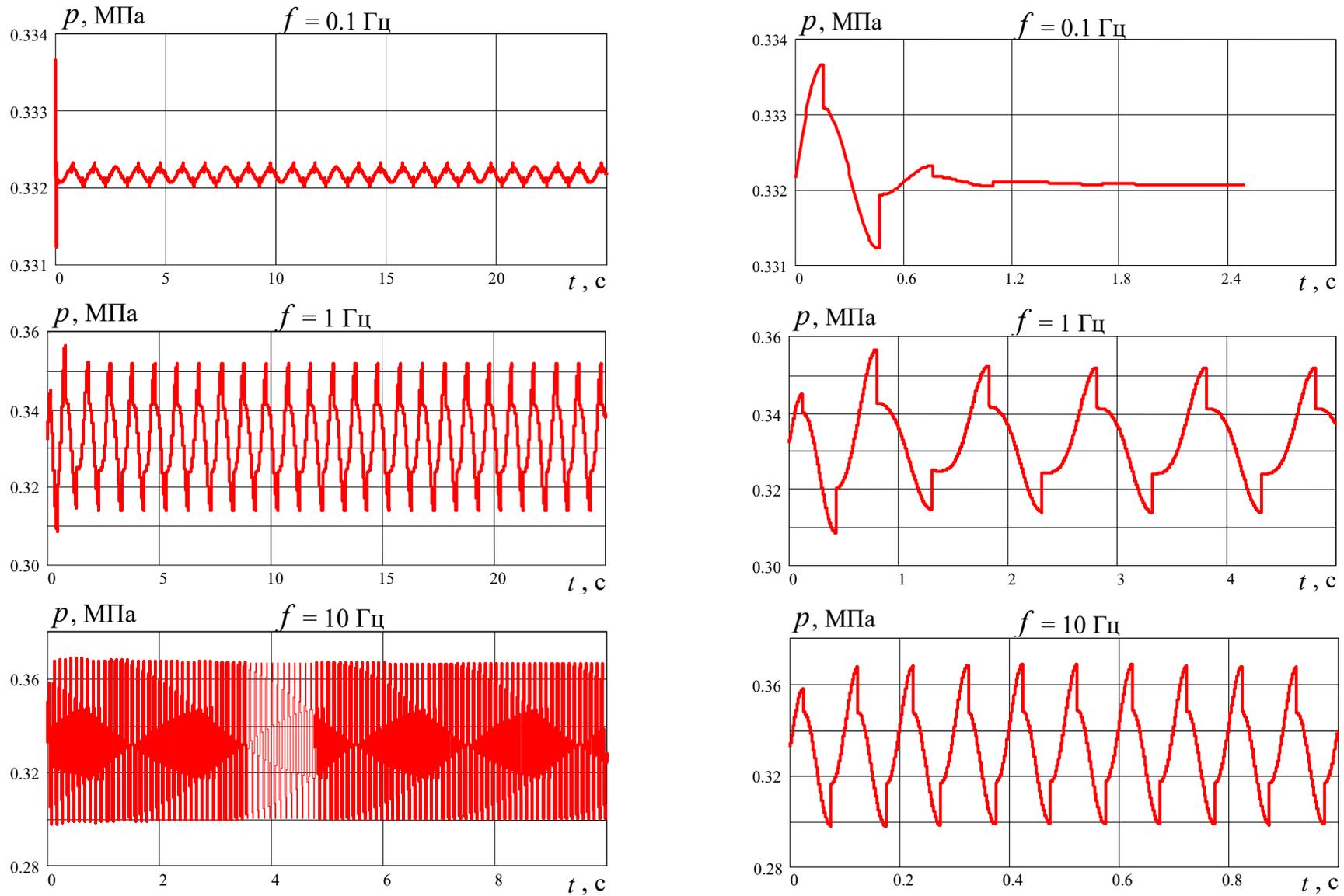


Рис. 4.18. Изменение давления газа в рабочем объёме пневмоамортизатора по расширенной математической модели при кинематическом возмущении по гармоническому закону с амплитудой $\xi_a = 10$ мм (справа начальный этап)

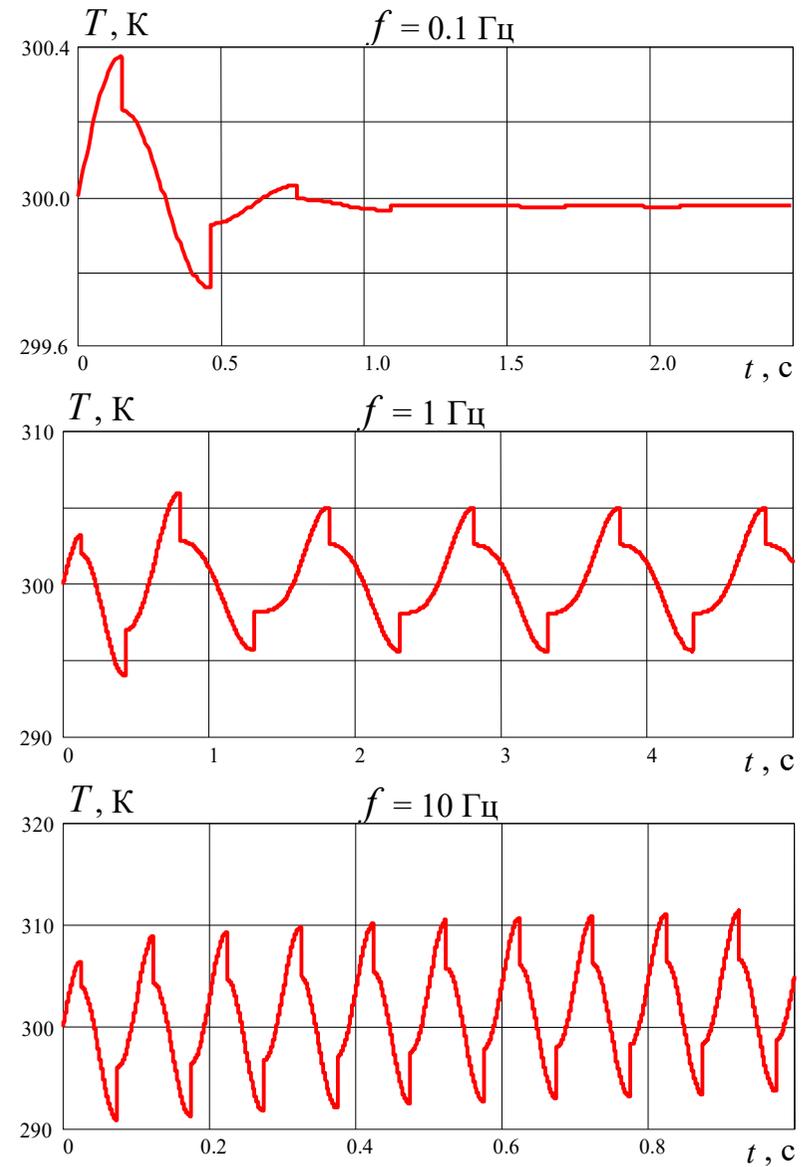
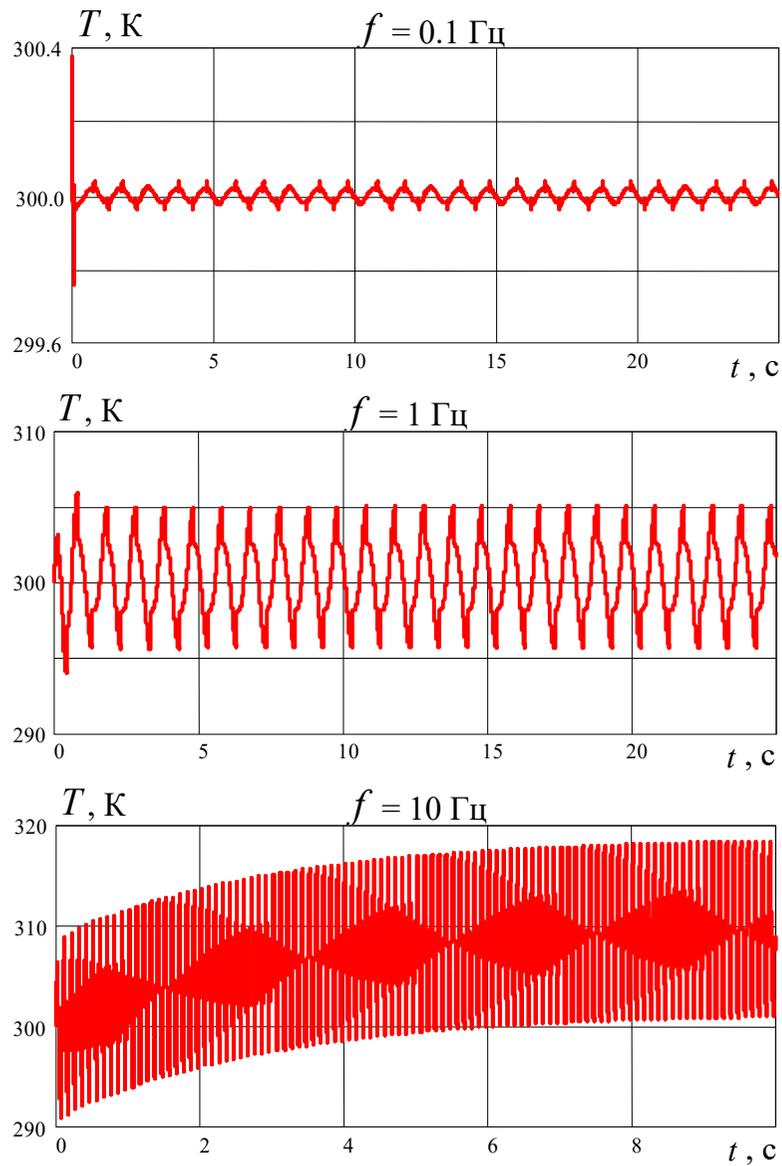


Рис. 4.19. Изменение температуры газа в рабочем объёме пневмоамортизатора по расширенной математической модели при кинематическом возмущении по гармоническому закону с амплитудой $\xi_a = 10$ мм (справа начальный этап)

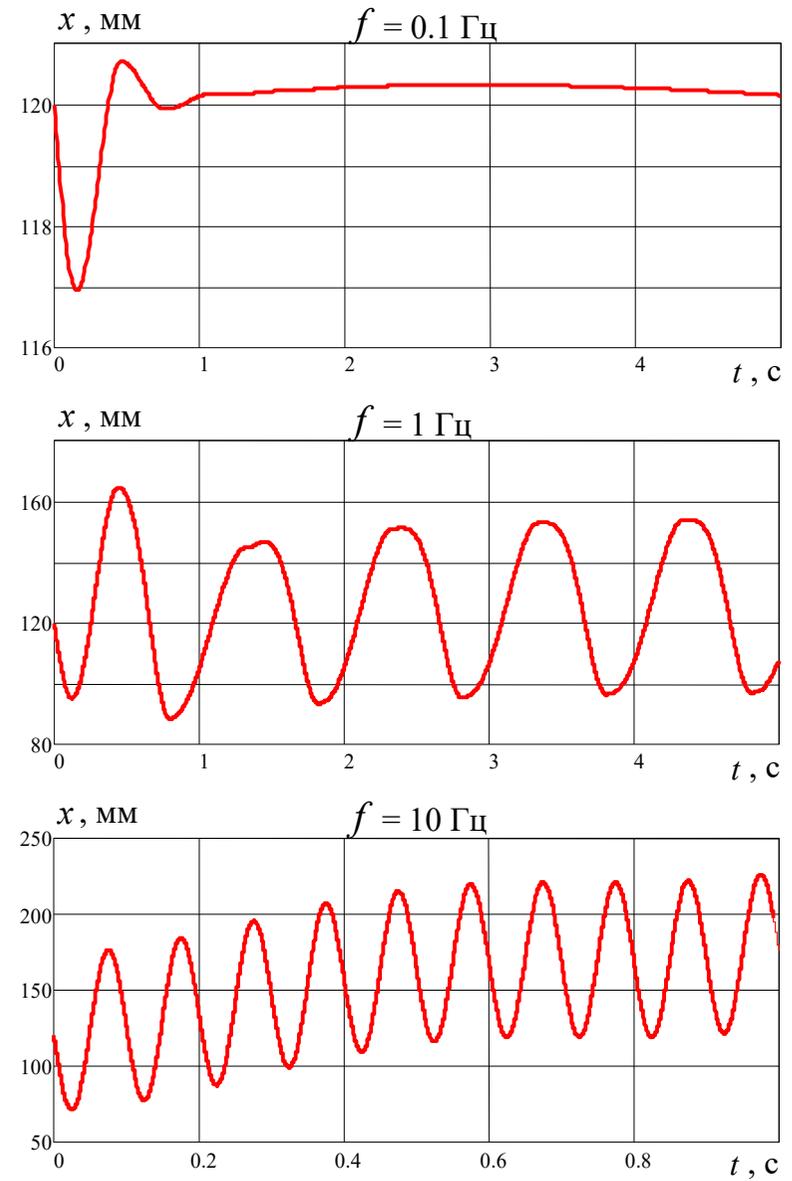
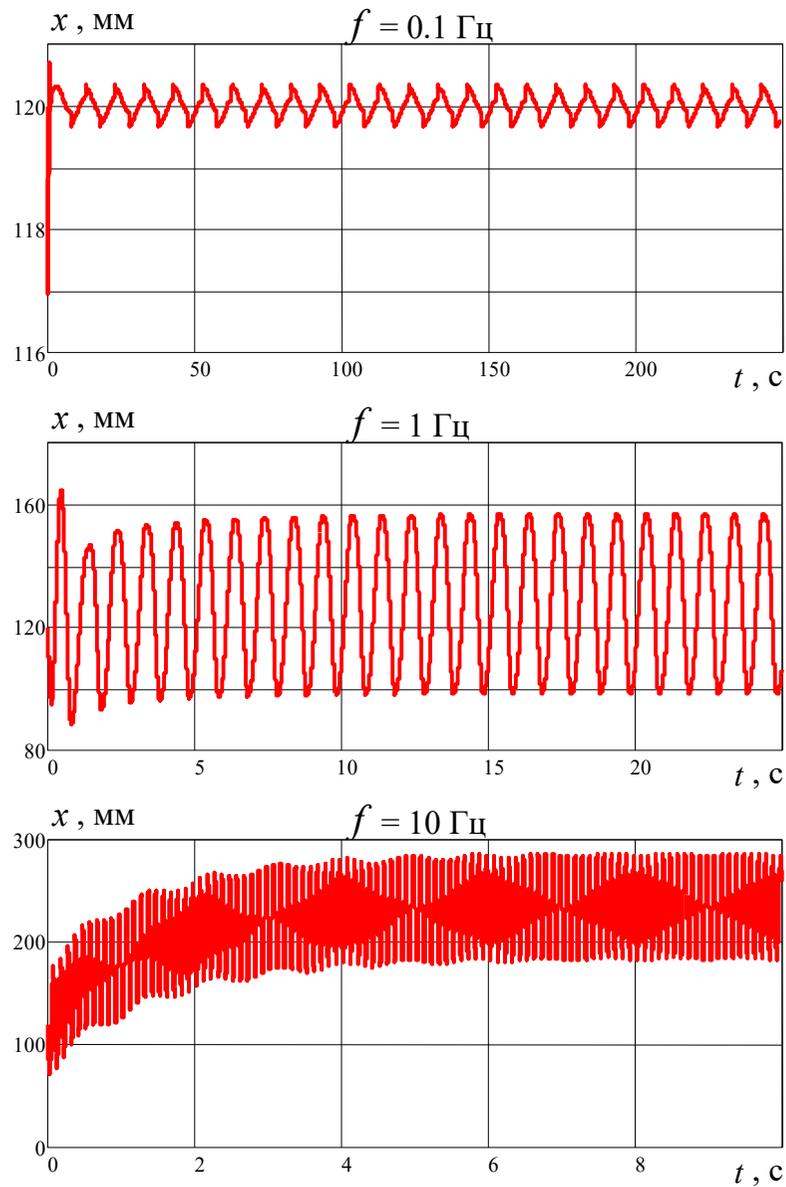


Рис. 4.20. Изменение координаты пневмоамортизатора по расширенной математической модели при кинематическом возмущении по гармоническому закону с амплитудой $\xi_a = 50$ мм (справа начальный этап)

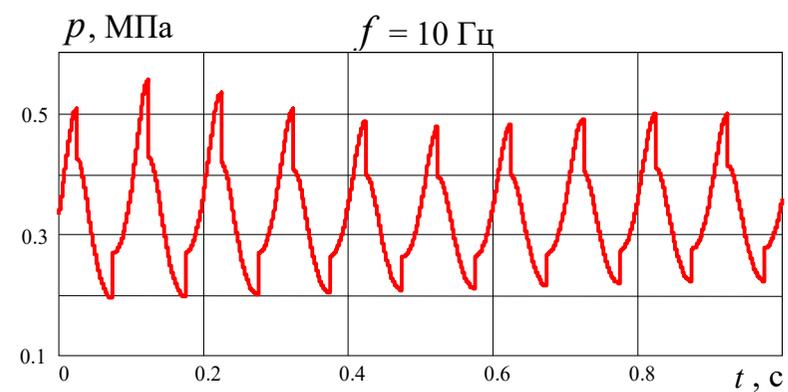
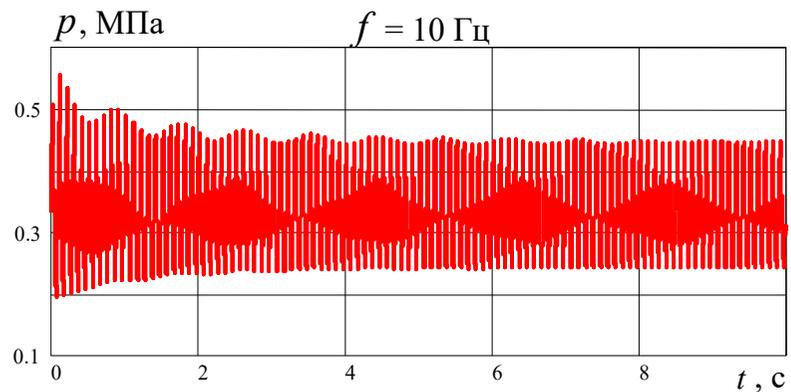
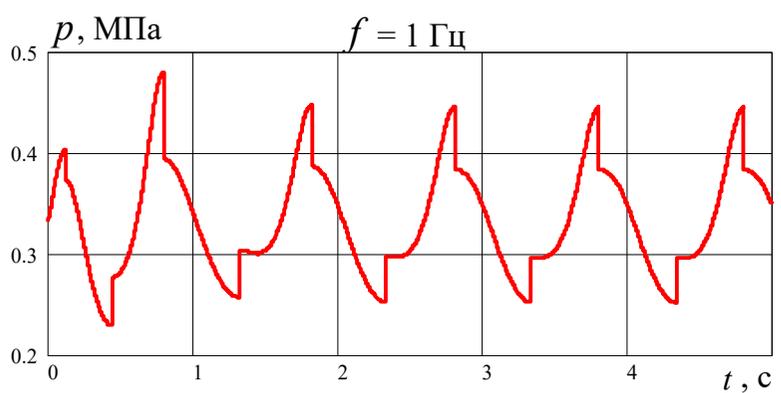
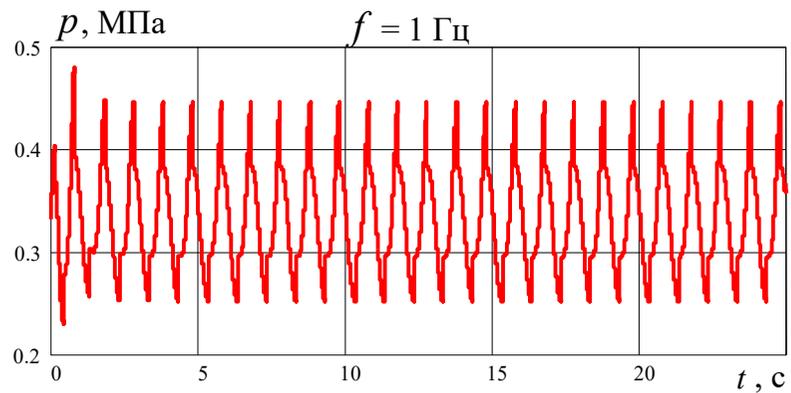
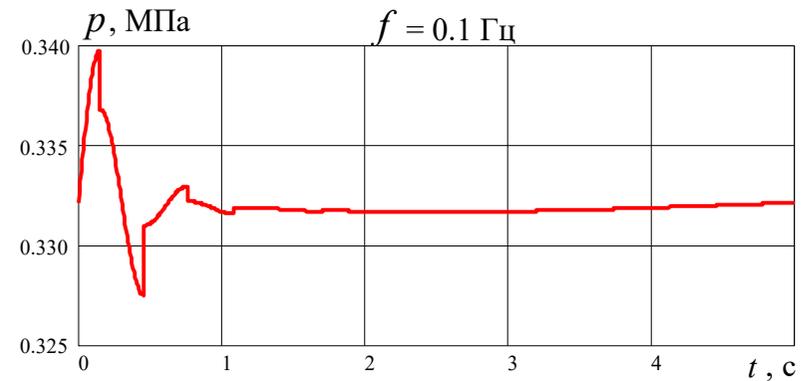
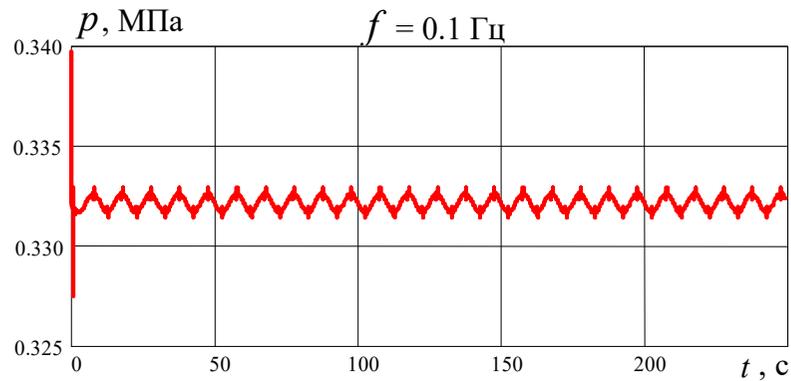


Рис. 4.21. Изменение давления газа в рабочем объёме пневмоамортизатора по расширенной математической модели при кинематическом возмущении по гармоническому закону с амплитудой $\xi_a = 50 \text{ мм}$ (справа начальный этап)

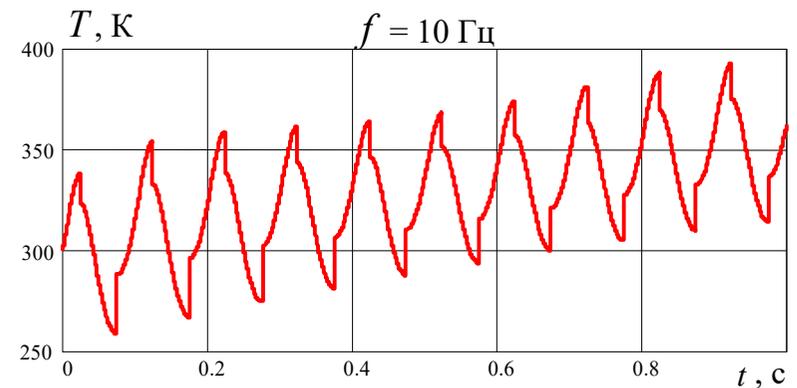
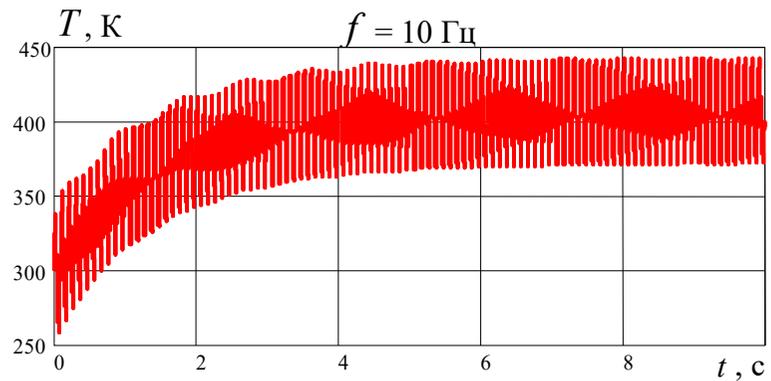
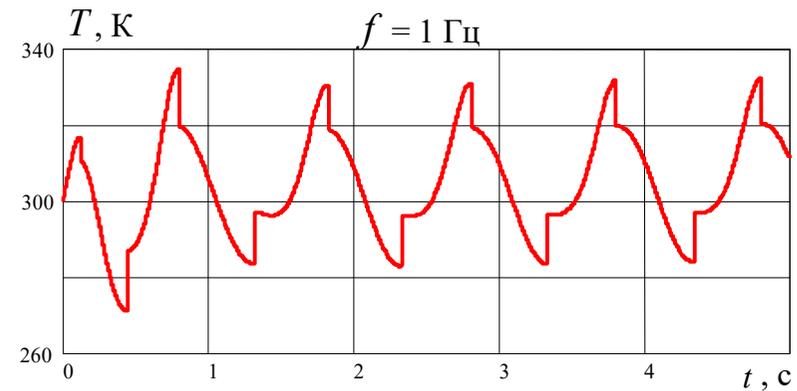
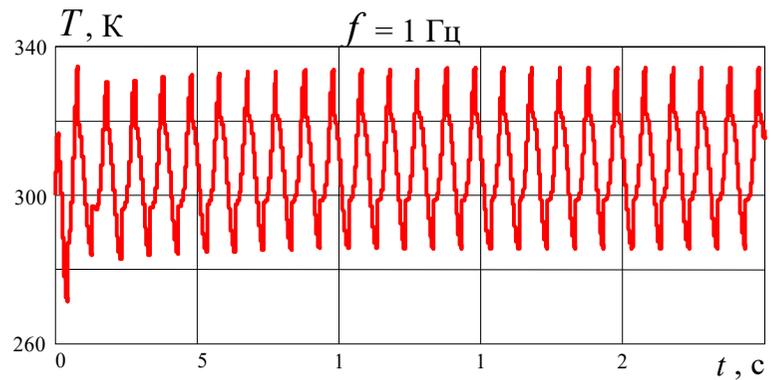
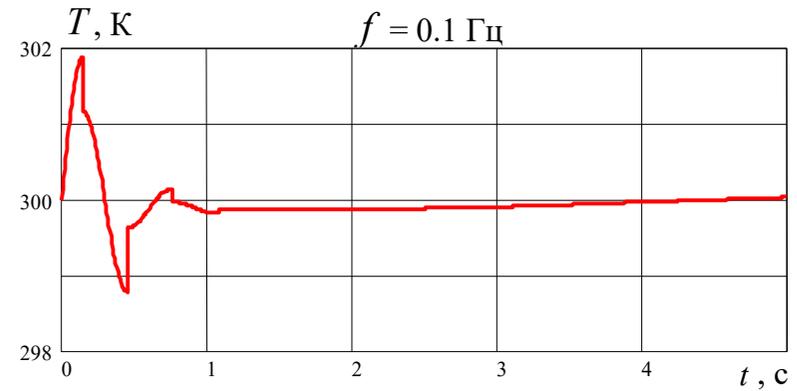
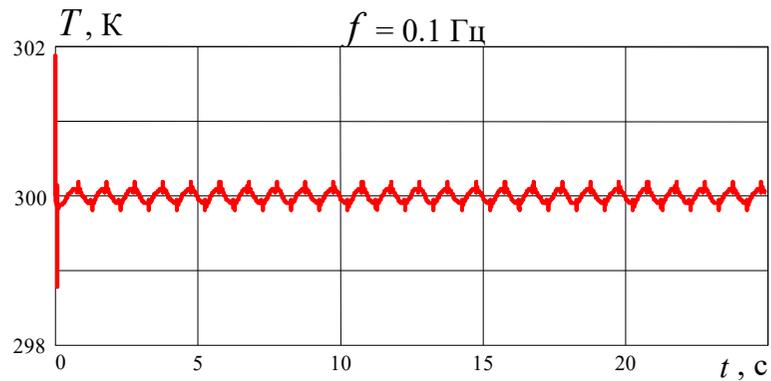


Рис. 4.22. Изменение температуры газа в рабочем объёме пневмоамортизатора по расширенной математической модели при кинематическом возмущении по гармоническому закону с амплитудой $\xi_a = 50$ мм (справа начальный этап)

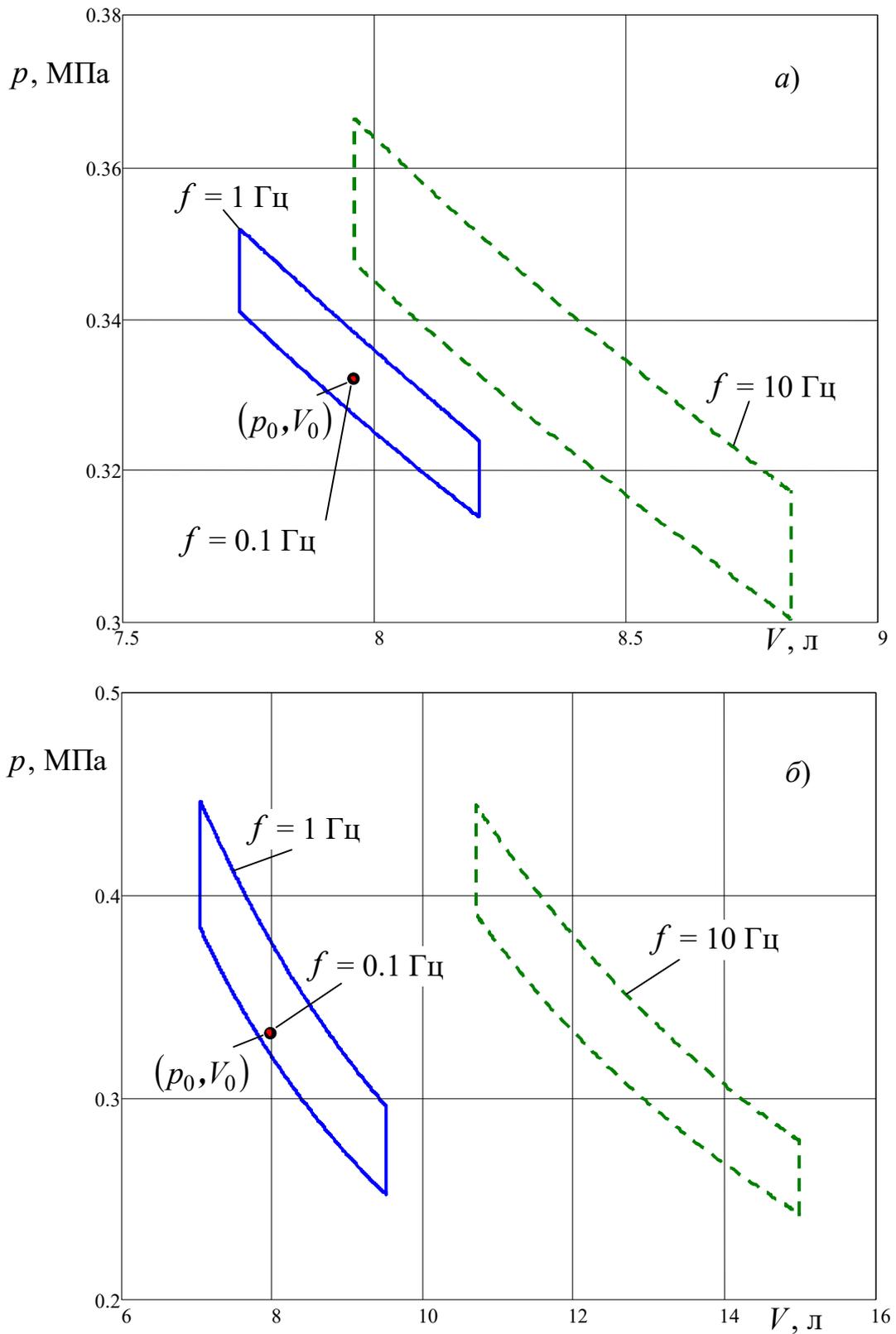


Рис. 4.23. Установившиеся индикаторные $p-V$ диаграммы пневмоамортизатора по расширенной математической модели при кинематическом возмущении по гармоническому закону с амплитудой ξ_a : a – 10 мм; b – 50 мм

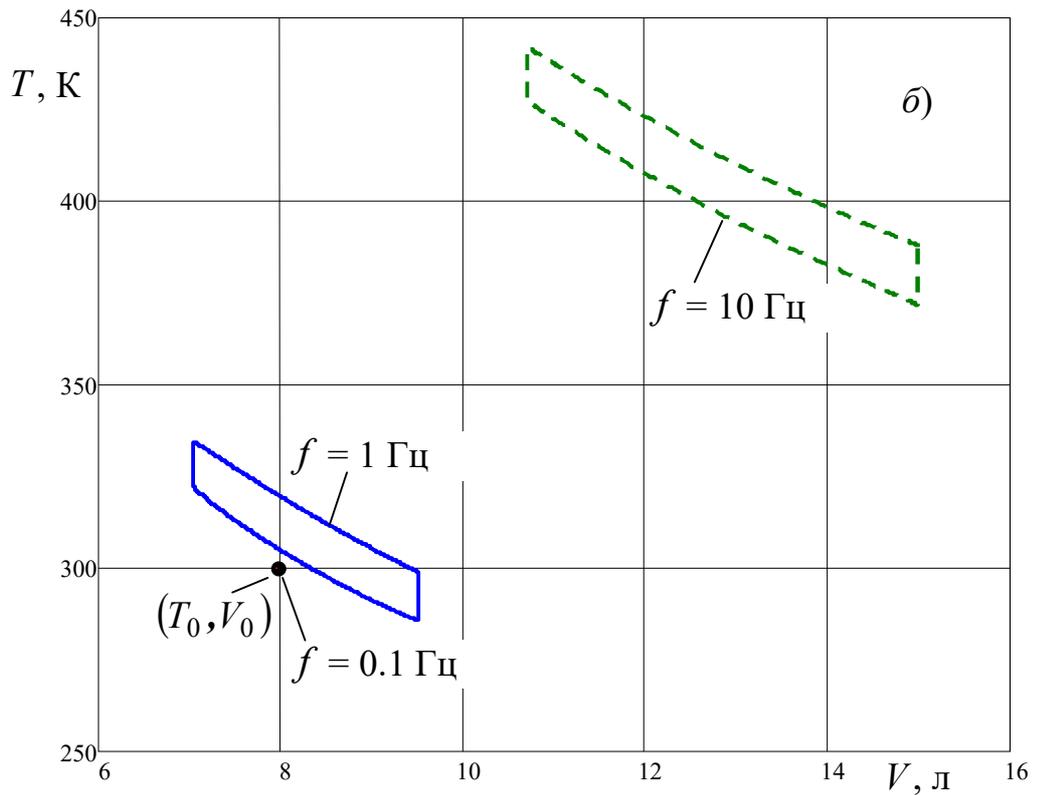
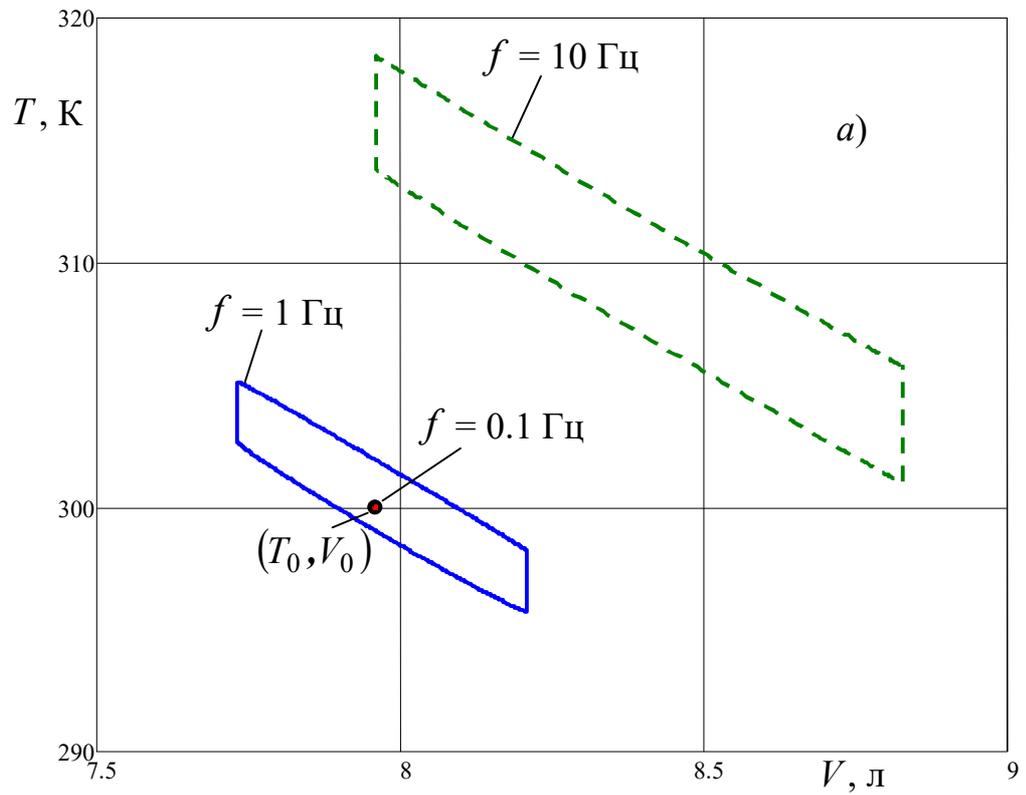


Рис. 4.24. Установившиеся индикаторные $T - V$ диаграммы пневмоамортизатора по расширенной математической модели при кинематическом возмущении по гармоническому закону с амплитудой ξ_a : $a - 10$ мм; $b - 50$ мм

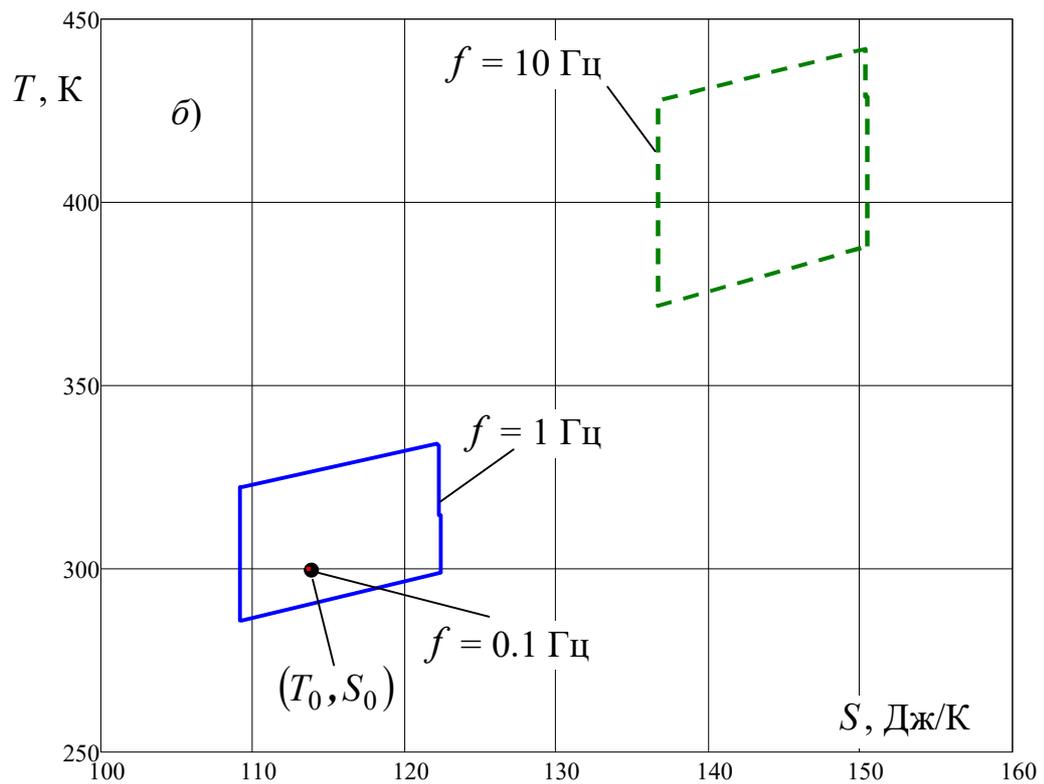
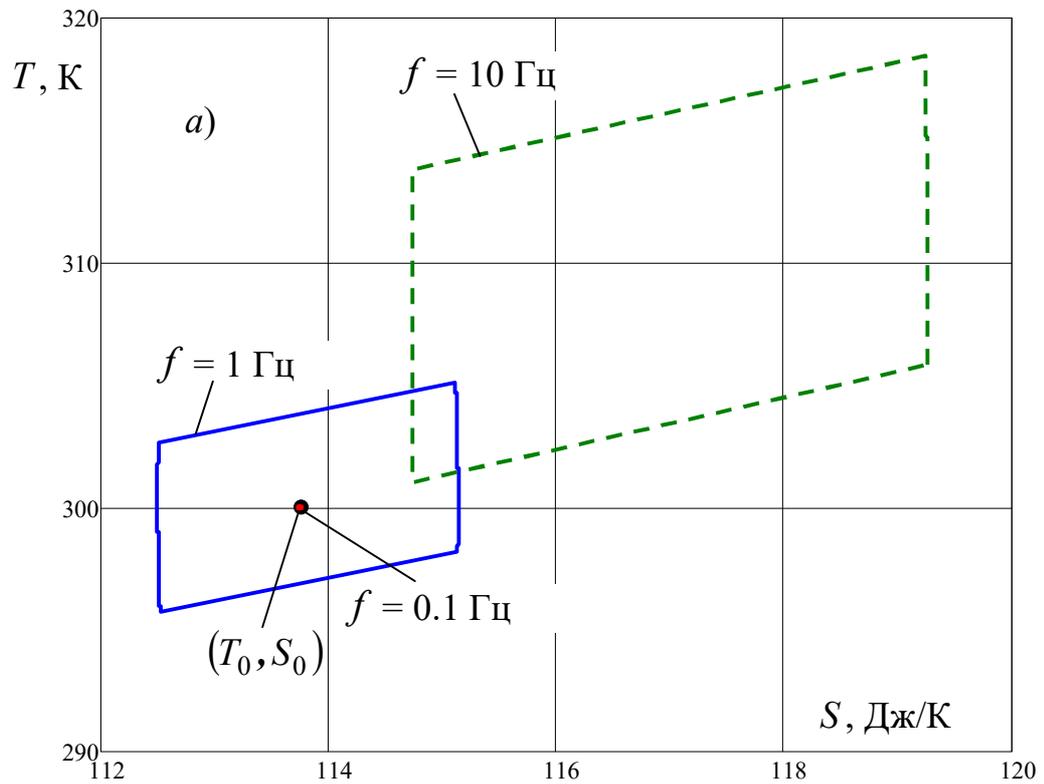


Рис. 4.25. Установившиеся индикаторные $T - S$ диаграммы пневмоамортизатора по расширенной математической модели при кинематическом возмущении по гармоническому закону с амплитудой ξ_a : $a - 10 \text{ мм}$; $b - 50 \text{ мм}$

При интерполяции установившихся индикаторных $p-V$ диаграмм пневмоамортизатора (рис. 4.23) условными политропами по методу с конечных параметров получаются результаты, сведенные в таб. 4.2. Как и в случае жёсткого нагружения, показатель условной политропы на ходе сжатия отличается от показателя условной политропы на ходе расширения. Среднее значение показателя условной политропы существенно зависит от частоты и незначительно от амплитуды кинематического возмущения. Поэтому при аппроксимации указанной зависимости можно воспользоваться прежним уравнением регрессии (4.4.1):

$$n = \frac{k_n + K_n \left(f / \hat{f} \right)^{m_n}}{1 + K_n \left(f / \hat{f} \right)^{m_n}}. \quad (4.4.3)$$

Другими будут только значения безразмерных коэффициентов:

$$k_n = 1.40856, K_n = 0.07458, m_n = -0.82406. \quad (4.4.4)$$

Таблица 4.2. Расчётные значения показателя политропы при изменении рабочего объёма по гармоническому закону

Амплитуда	Частота f , Гц	Показатель политропы		
		на ходе сжатия	на ходе расширения	среднее значение
$\xi_a = 10$ мм	0.05	1.12389	1.23827	1.18108
	0.1	1.28622	1.28878	1.2875
	1	1.38275	1.38791	1.38533
	5	1.38835	1.40187	1.39511
	10	1.39078	1.40361	1.39719
$\xi_a = 50$ мм	0.05	1.17625	1.16308	1.16966
	0.1	1.26658	1.26561	1.26609
	1	1.37331	1.39934	1.38633
	5	1.37917	1.41639	1.39778
	10	1.38602	1.41379	1.40229

Значения безразмерных коэффициентов (4.4.4) отличаются от аналогичных значений (4.4.2) на 0.7%, 35.5%, 33.0% соответственно. Однако такой большой разброс в величине последних двух безразмерных коэффициентов не очень сильно сказывается на показателе политропы, вычисляемом по формуле (4.4.3). Чтобы убедиться в этом, достаточно сопоставить получаемую для (4.4.4) графическую зависимость на рис. 4.26 с прежней зависимостью на рис. 4.15.

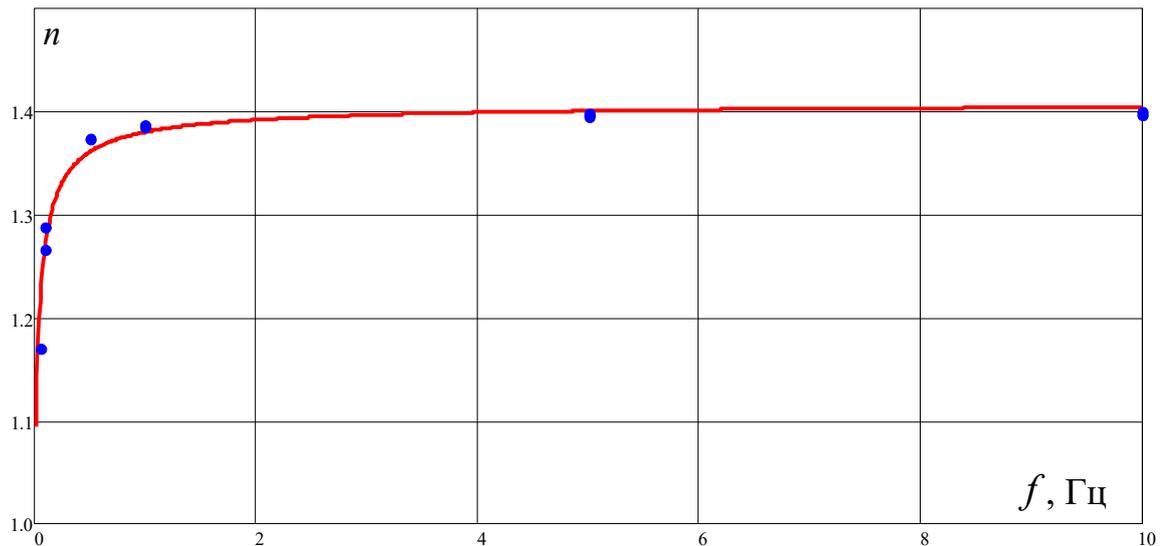


Рис. 4.26. Усреднённая зависимость показателя политропы от частоты при гармоническом кинематическом возмущении

Качественное и количественное сравнение результатов, получаемых по расширенной и политропной математическим моделям, приведено на рис. 4.27. Можно констатировать, что в описании механических процессов (давления газа в рабочем и дополнительном объёмах по рис. 4.27, *а, б*; абсолютного ускорения подрессоренной массы по рис. 4.27, *е*) обе модели дают достаточно близкие результаты. Напротив, в описании тепловых процессов (температуры газа в рабочем и дополнительном объёмах по рис. 4.27, *в, г*) отличия являются значительными.

Сопоставляя рис. 4.27 с рис. 4.16, можно выделить ряд характерных особенностей, присущих политропной математической модели при мягком и жёстком видах нагружения. При жёстком режиме нагружения давление (рис. 4.16, *а, б*) и температура (рис. 4.16, *в, г*) газа монотонно нарастают от цикла к циклу. При мягком режиме нагружения температура газа (рис. 4.27, *в, г*) также монотонно нарастает

тает, но вот давление газа (рис. 4.27, *a, б*) напротив монотонно убывает от цикла к циклу. Связано это с тем, что в случае жёсткого нагружения координата пневмоамортизатора изменяется по гармоническому закону, тогда как в случае мягкого нагружения координата пневмоамортизатора изменяется периодически относительно увеличивающегося по величине среднего положения (рис. 4.27, *д*). В рамках расширенной математической модели подобных различий в реакции колебательной системы на вид режима нагружения не наблюдается.

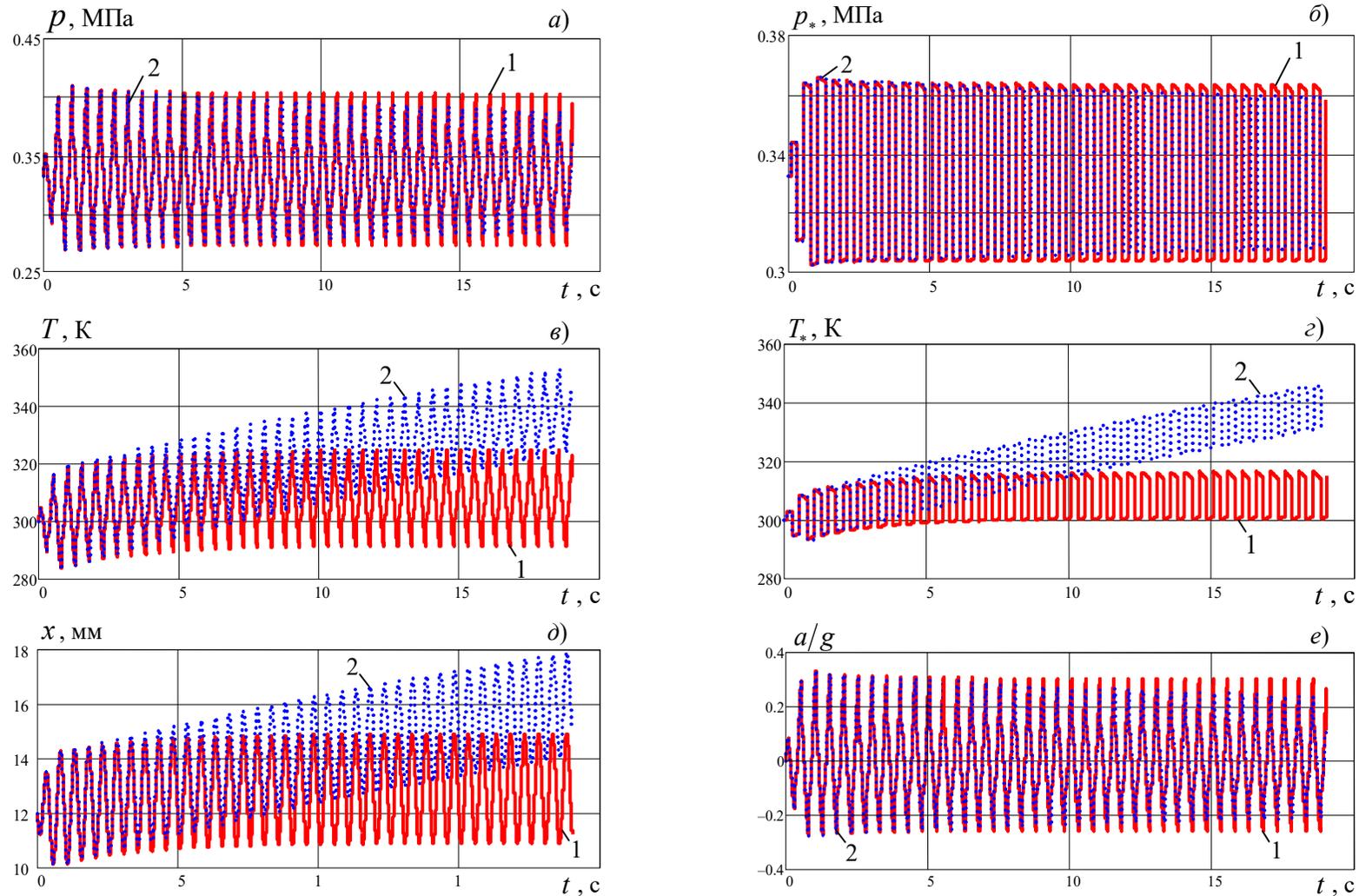


Рис. 4.27. Результаты расчётов по расширенной (1) и политропной (2) математическим моделям при кинематическом возмущении по гармоническому закону (частота $f = 2$ Гц, амплитуда $\xi_a = 10$ мм):

a – давление газа в рабочем объёме; b – давление газа в дополнительном объёме;

v – температура газа в рабочем объёме; z – температура газа в дополнительном объёме;

d – координата пневмоамортизатора; e – абсолютное ускорение (перегрузка) подрессоренной массы

4.4.5. Сравнительный анализ специфических особенностей расширенной математической модели, политропной математической модели и традиционного метода расчёта пневмоамортизаторов

Для проведения сравнительного анализа возьмём такое значение частоты кинематического возмущения, чтобы после выхода на установившийся режим показатель условной политропы n был равен показателю адиабаты k . Используя формулу (4.4.3) при значениях безразмерных коэффициентов (4.4.4), будем иметь $f = 4.55134$. При этом $n = 1.4$ с точностью до второго десятичного знака. Для амплитуды возмущения примем значение $\xi_a = 50$ мм. Остальные данные оставляем прежними (разд. 4.4.1).

Предварительный расчёт показывает, что для наступления установившегося режима колебаний достаточно 96 циклов (рис. 4.28). Поэтому дальнейшие расчёты будем проводить для последнего 96 цикла колебаний. Отметим только, что после выхода на установившийся режим температура газа в рабочем объёме пневмоамортизатора периодически достигает значения порядка 420 К (рис. 4.28, в), превышая тем самым допустимый предел для РКО.

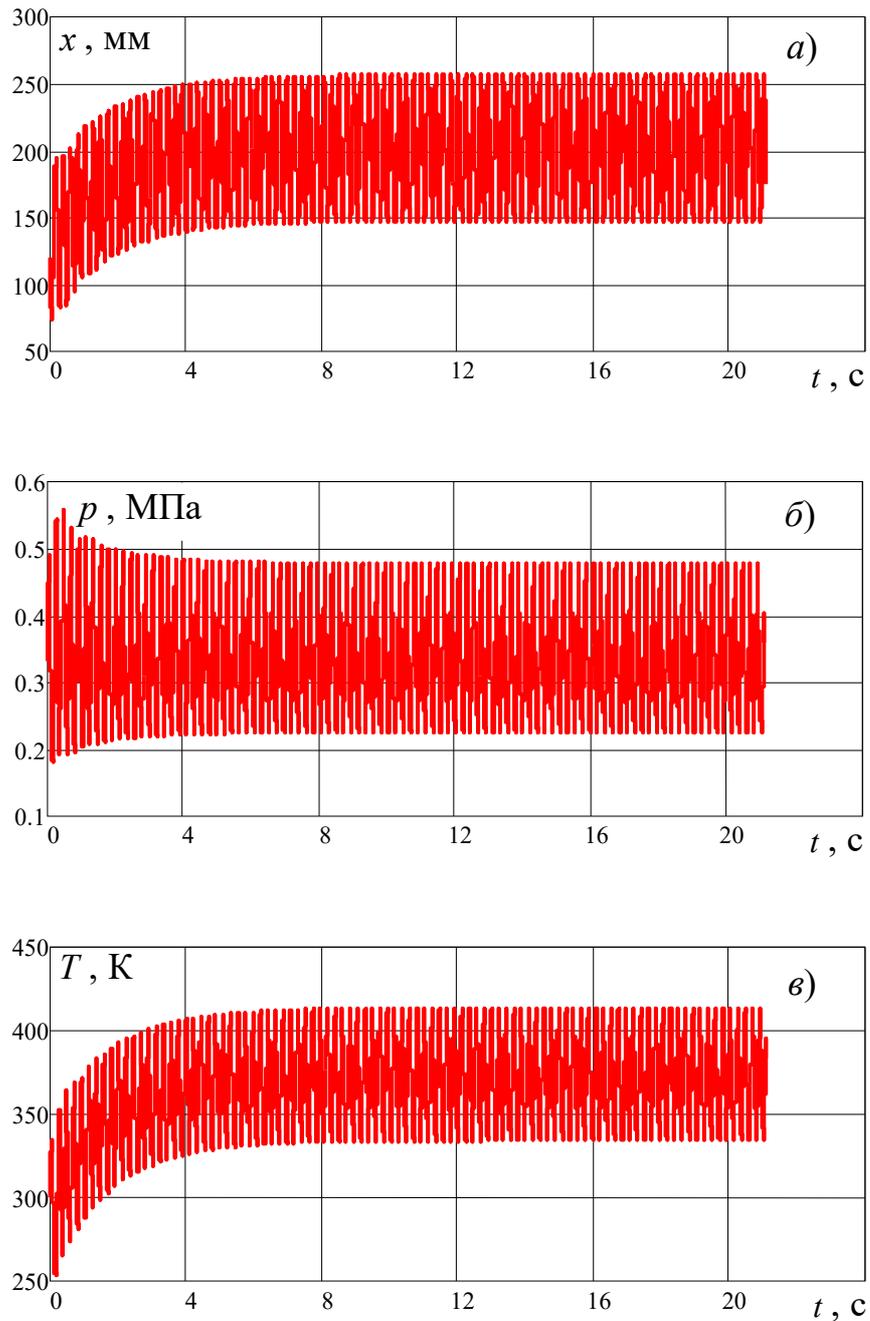


Рис. 4.28. Результаты расчётов по расширенной математической модели при кинематическом возмущении по гармоническому закону (частота $f = 4.55134$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм, число циклов $N = 96$):

a – координата пневмоамортизатора;

$б$ – давление газа в рабочем объёме;

$в$ – температура газа в рабочем объёме

На 96-м цикле колебаний расчётные значения основных параметров состояния, определяемых по расширенной и политропной математическим моделям, качественно совпадают, но отличаются количественно (рис. 4.29). Поэтому соответствующие индикаторные диаграммы различны (рис. 4.30). Несмотря на это, значения таких характеристик, как мощность и работа внутренних сил пневмоамортизатора (рис. 4.31), скорость изменения и приращение внутренней энергии газа в рабочем объёме пневмоамортизатора (рис. 4.32), по обеим математическим моделям количественно почти совпадают. Связано это с тем, что разница в давлении (рис. 4.31, *a*) компенсируется разницей в величине рабочего объёма (рис. 4.31, *б*). Поэтому с энергетической точки зрения расширенная и политропная математические модели близки друг к другу при описании механических процессов.

Иное поведение наблюдается для тепловых процессов (рис. 4.33): по расширенной модели от газа в рабочем объёме теплота непрерывно отводится, тогда как по политропной модели отвод теплоты отсутствует. Поэтому рабочие диаграммы пневмоамортизатора по политропной математической модели испытывают постоянное смещение от цикла к циклу (рис. 4.34). Отличие между рассматриваемыми моделями проявляется также в описании теплообмена газа в дополнительном объёме пневмоамортизатора (рис. 4.35). Вследствие этого различными являются скорости изменения и приращения внутренней энергии газа в дополнительном объёме пневмоамортизатора (рис. 4.36).

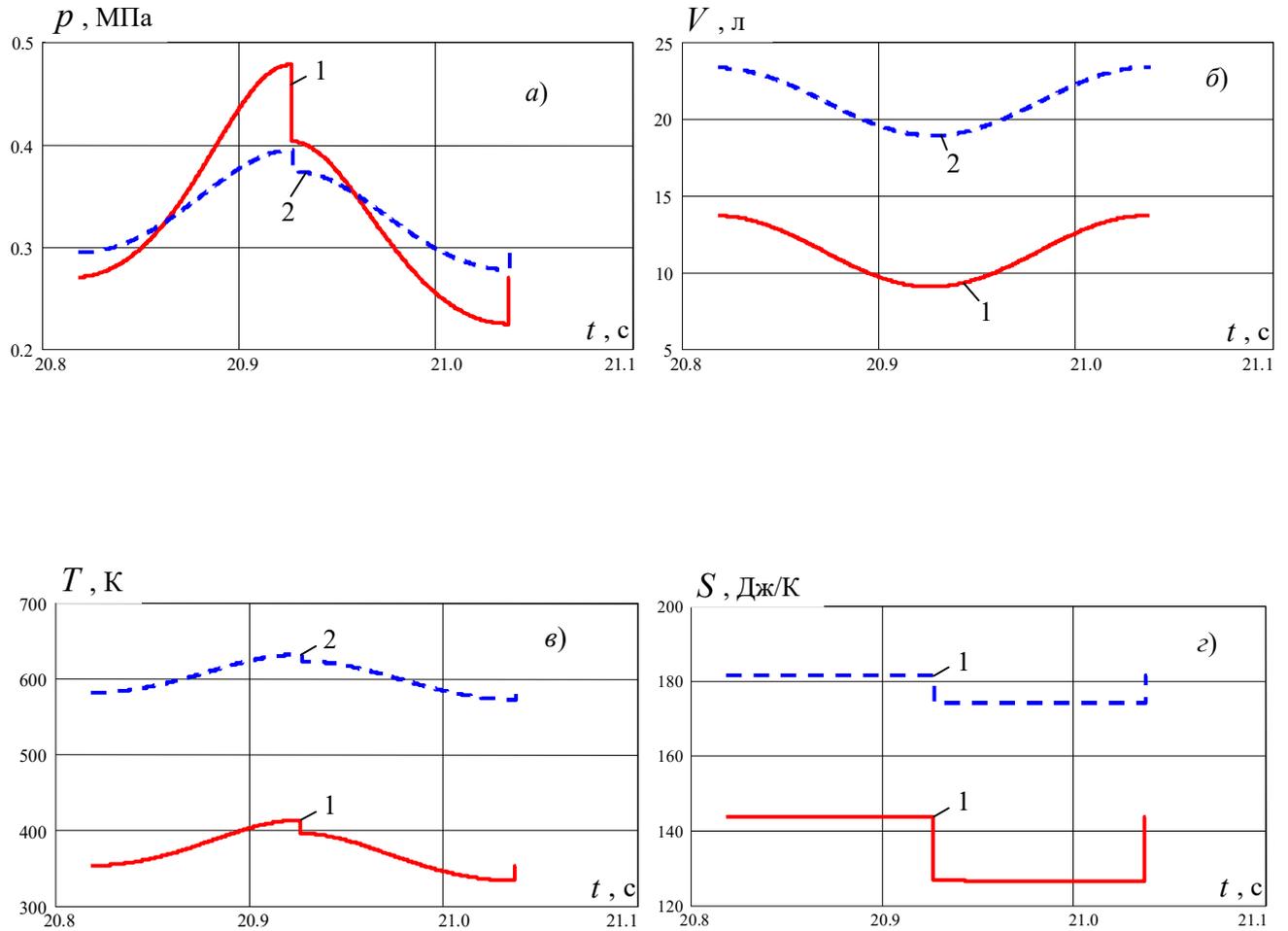


Рис. 4.29. Параметры состояния газа в рабочем объеме пневмоамортизатора при кинематическом возмущении по гармоническому закону

(частота $f = 4.55134$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм, номер цикла $N = 96$):

a – давление газа; b – рабочий объем; v – температура газа; z – энтропия газа;

1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель

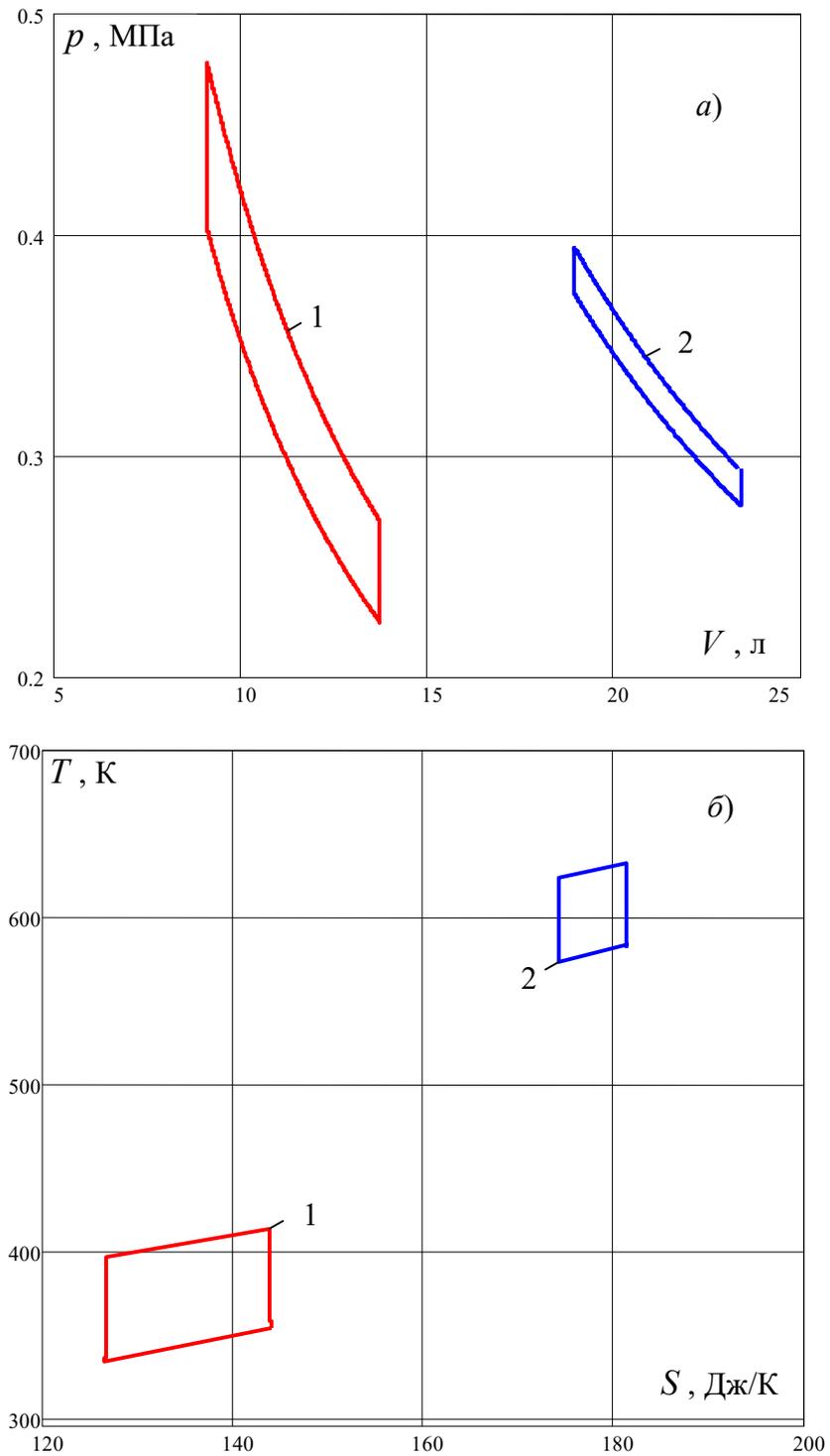


Рис. 4.30. Индикаторные p - V (а) и T - S (б) диаграммы пневмоамортизатора

при кинематическом возмущении по гармоническому закону

(частота $f = 4.55134$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм, номер цикла $N = 96$):

1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель

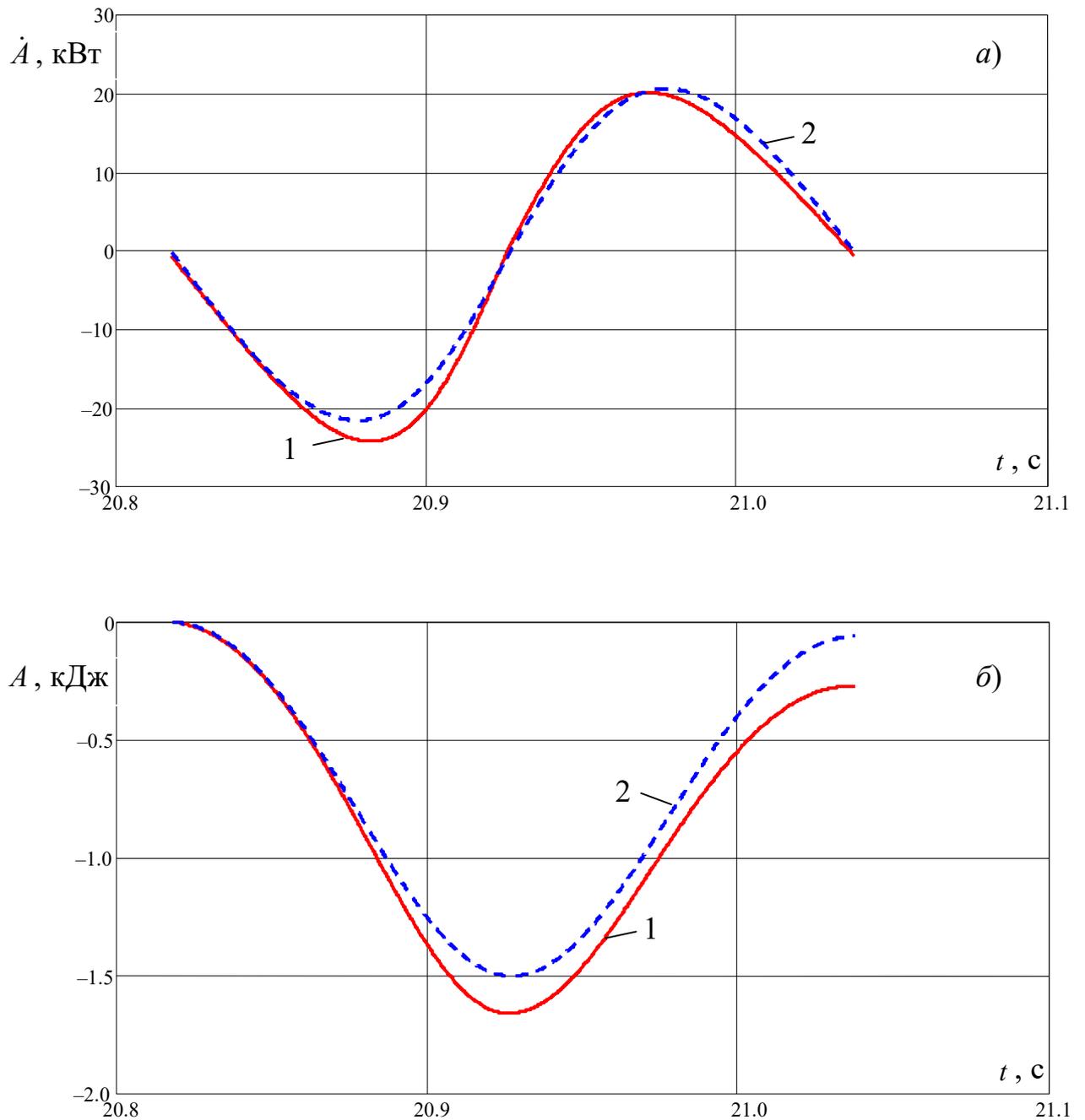


Рис. 4.31. Мощность (а) и работа (б) внутренних сил пневмоамортизатора при кинематическом возмущении по гармоническому закону

(частота $f = 4.55134$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм, номер цикла $N = 96$):

1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель

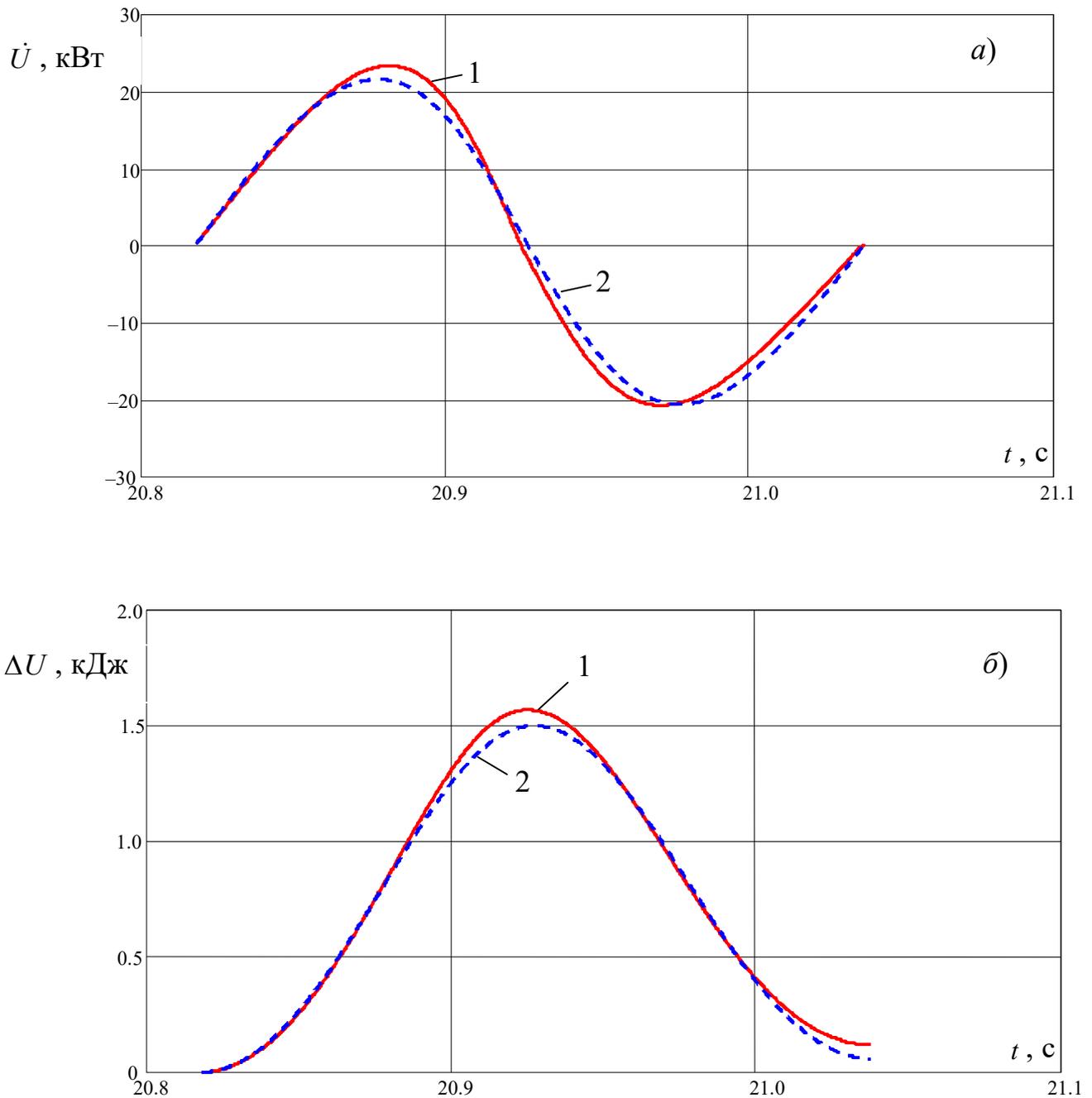


Рис. 4.32. Скорость изменения (а) и приращение (б) внутренней энергии газа в рабочем объёме пневмоамортизатора

при кинематическом возмущении по гармоническому закону

(частота $f = 4.55134$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм, номер цикла $N = 96$):

1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель

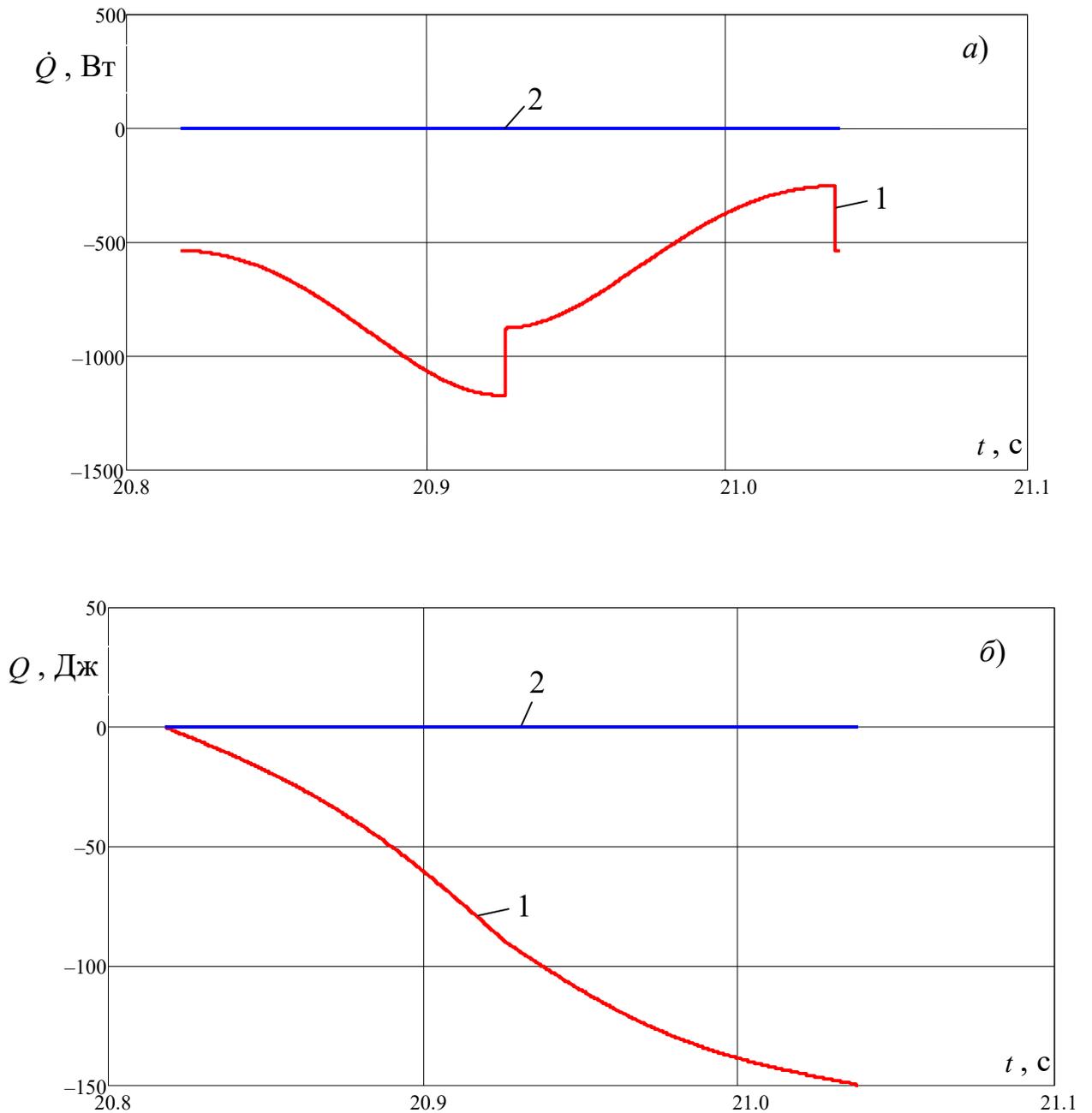


Рис. 4.33. Скорость подвода теплоты (а) и подводимая теплота (б)

к газу в рабочем объеме пневмоамортизатора

при кинематическом возмущении по гармоническому закону

(частота $f = 4.55134$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм, номер цикла $N = 96$):

1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель

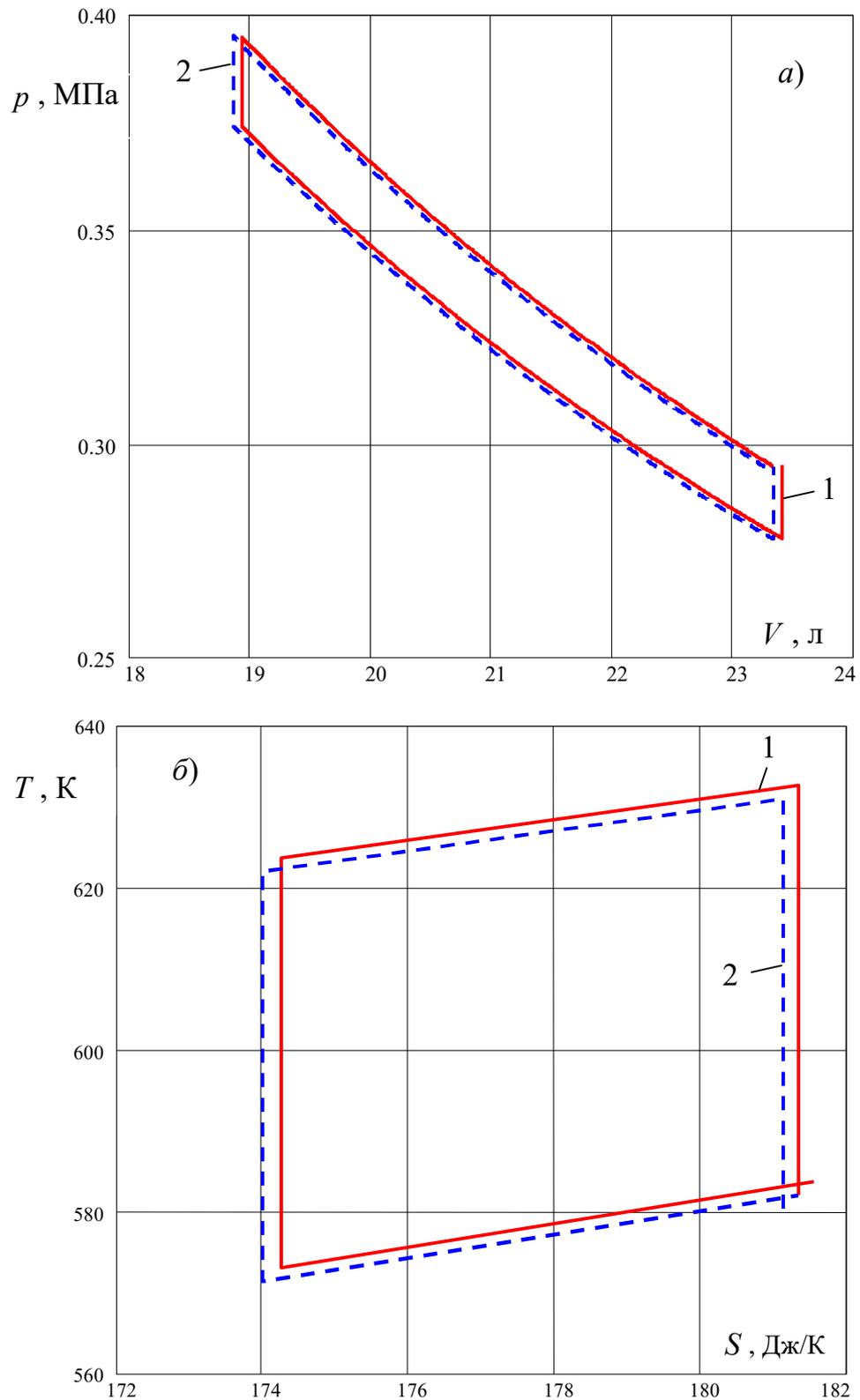


Рис. 4.34. Индикаторные $p - V$ диаграммы (а) и $T - S$ диаграммы (б)

по политропной математической модели

при кинематическом возмущении по гармоническому закону

(частота $f = 4.55134$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм):

1 – номер цикла $N = 96$; 2 – номер цикла $N = 95$

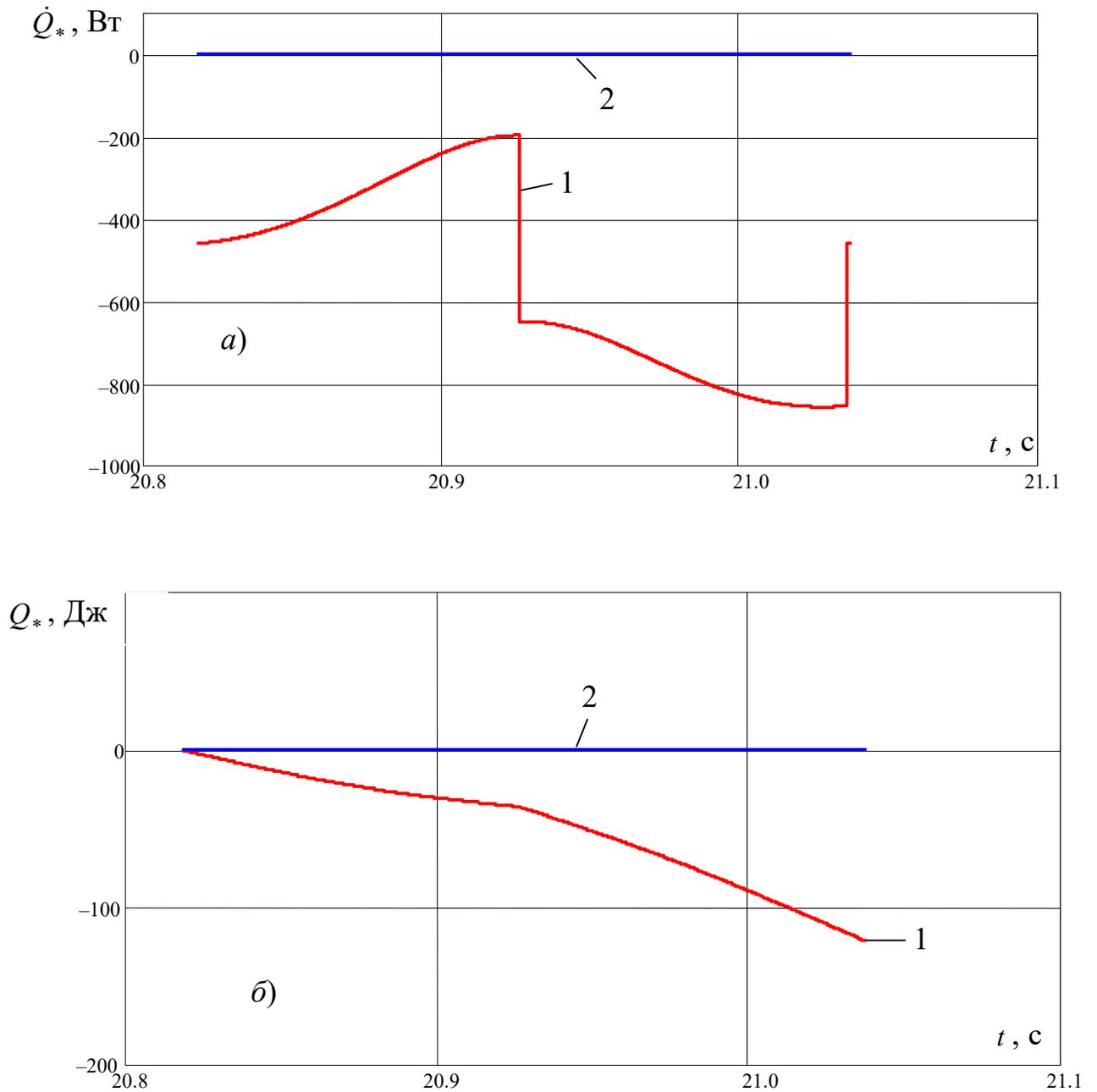


Рис. 4.35. Скорость подвода теплоты (а) и подводимая теплота (б)

к газу в дополнительном объёме пневмоамортизатора

при кинематическом возмущении по гармоническому закону

(частота $f = 4.55134$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм, номер цикла $N = 96$):

1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель

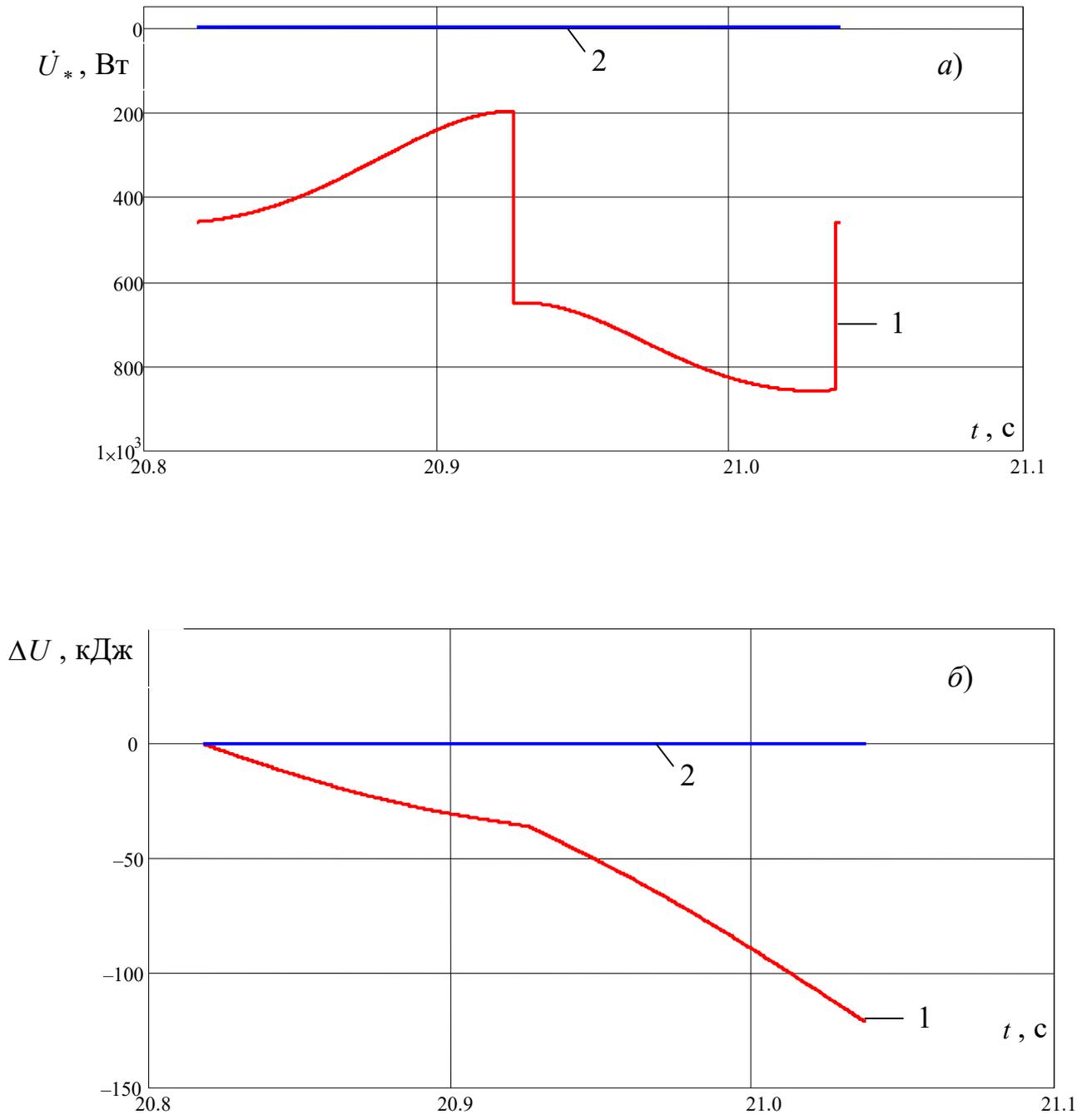


Рис. 4.36. Скорость изменения (а) и приращение (б) внутренней энергии газа в дополнительном объёме пневмоамортизатора

при кинематическом возмущении по гармоническому закону

(частота $f = 4.55134$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм, номер цикла $N = 96$):

1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель

Несколько иная картина наблюдается при сопоставлении результатов расширенной математической модели с результатами традиционного метода расчёта пневмоамортизаторов. В традиционном методе используется рабочая $p - V$ диаграмма, которая аппроксимируется условными политропами (рис. 4.37, *a*). Исходя из полученных при аппроксимации данных, можно построить рабочие $T - V$ диаграммы (рис. 4.37, *б*) и рабочие $T - S$ диаграммы (рис. 4.37, *в*). Как видим, традиционный метод расчёта пневмоамортизаторов, используемый в [38, 77, 89, 90, 101], позволяет обеспечить достаточную для практики точность.

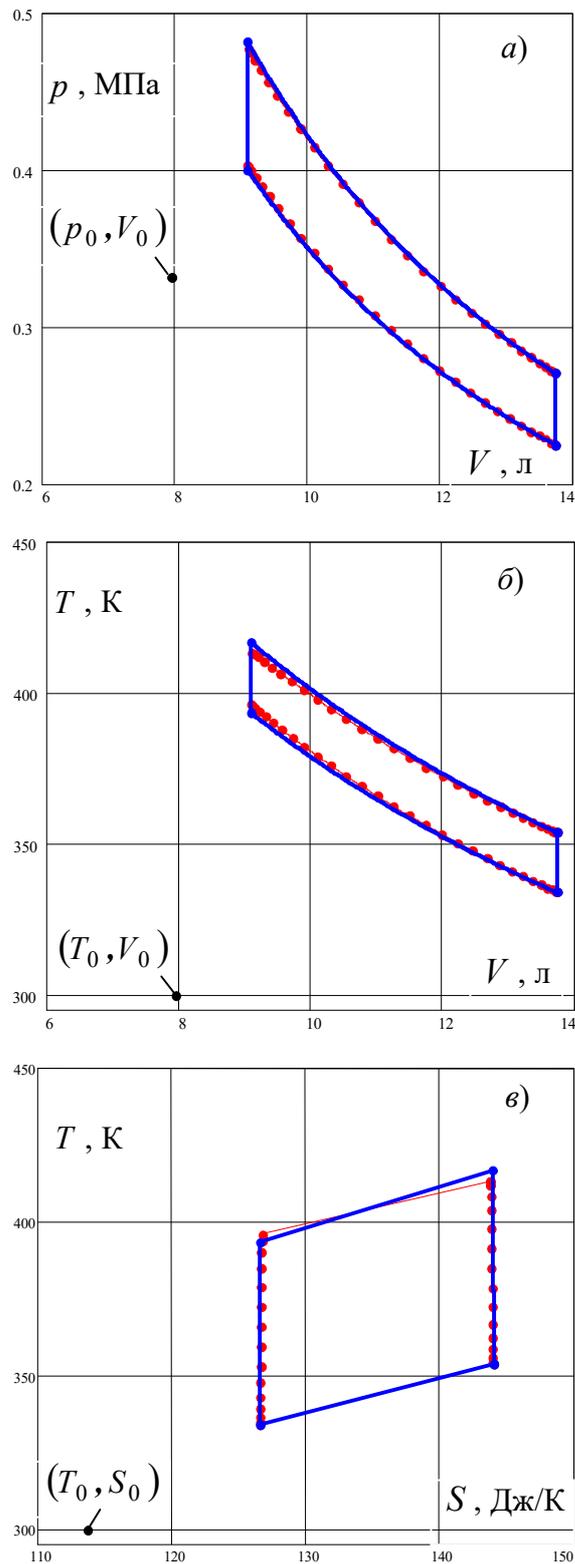


Рис. 4.37. Индикаторные $p - V$ (а), $T - V$ (б), $T - S$ (в) диаграммы при кинематическом возмущении по гармоническому закону (частота $f = 4.55134$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм, номер цикла $N = 96$):
 линия с точками – расширенная математическая модель;
 сплошная линия – традиционный метод расчёта

Отметим ещё одну специфическую особенность в поведении одномассовой колебательной системы с рассматриваемым пневмоамортизатором. При частоте кинематического возмущения $f = 0.5$ Гц и амплитуде $\xi_a = 50$ мм установившаяся $p - V$ диаграмма и силовая $P - \lambda$ характеристика ($\lambda = x_0 - x$ – деформация пневмоамортизатора) имеют вид ломаного восьмиугольника, отличного от четырёхугольной петли гистерезиса (рис. 4.38). Такое нетипичное поведение объясняется следующими причинами. В течение одного периода колебаний клапанное устройство срабатывает не два раза, как обычно, а четыре раза в моменты времени

$$t_1 = 0.09488 \text{ с}, t_2 = 1.06422 \text{ с}, t_3 = 1.33088 \text{ с}, t_4 = 1.76309 \text{ с},$$

отсчитываемые от начала рассматриваемого цикла установившихся колебаний. Указанным моментам времени соответствует нулевая относительная скорость \dot{x} (рис. 4.39, б). В моменты времени t_1 и t_3 координата пневмоамортизатора x достигает минимума и максимума соответственно (рис. 4.39, а), т.е. направление относительного движения изменяется. Происходит срабатывание клапана, вследствие чего относительное ускорение \ddot{x} (рис. 4.39, в) и усилие пневмоамортизатора P (рис. 4.39, г) испытывают скачок. Напротив, в моменты времени t_2 и t_4 график координаты x имеет точку перегиба (рис. 4.39, а), т.е. направление относительного движения сохраняется прежним. Несмотря на это, клапан вновь срабатывает, из-за чего скачкообразно изменяются относительное ускорение \ddot{x} (рис. 4.39, в) и усилие пневмоамортизатора P (рис. 4.39, г). Чтобы понять причины происходящего, обратимся к рис. 4.40, на котором приведены нормированные параметры движения одномассовой колебательной системы. В момент времени $t_2 - 0$ (или $t_4 - 0$) относительная скорость $\dot{x} = 0$, а относительное ускорение $\ddot{x} < 0$ (или $\ddot{x} > 0$). Значит, если клапан не сработает, то произойдёт изменение направления относительного движения. Последнее не соответствует заложенному алгоритму управления клапаном. Поэтому клапан срабатывает, усилие пневмоамортизатора скачкообразно изменяется, причём так, что момент времени $t_2 + 0$ (или $t_4 + 0$) относительное ускорение меняет знак: скачкообразно устанавливается значение $\ddot{x} > 0$

(или $\ddot{x} < 0$) при нулевой относительной скорости $\dot{x} = 0$. Вследствие этого координата пневмоамортизатора продолжает изменяться в прежнем направлении.

Таким образом, при управлении клапаном по алгоритму «четырёхугольная петля гистерезиса» на некоторых частотах внешнего воздействия установившимся колебаниям одномассовой системы будут сопутствовать срабатывания клапана не только в амплитудных положениях (т.е. при смене направления относительного движения), но и в промежуточных положениях, лежащих между амплитудными положениями. По всей видимости, аналогичный эффект дополнительных срабатываний клапана может быть присущ и другим алгоритмам управления клапаном.

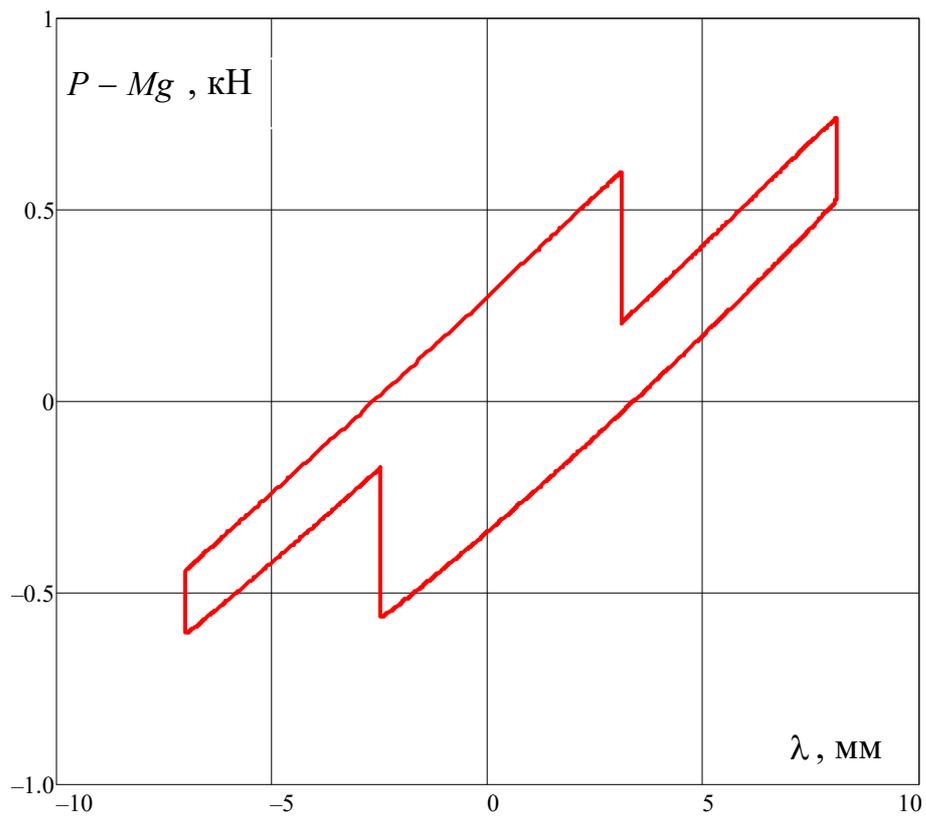
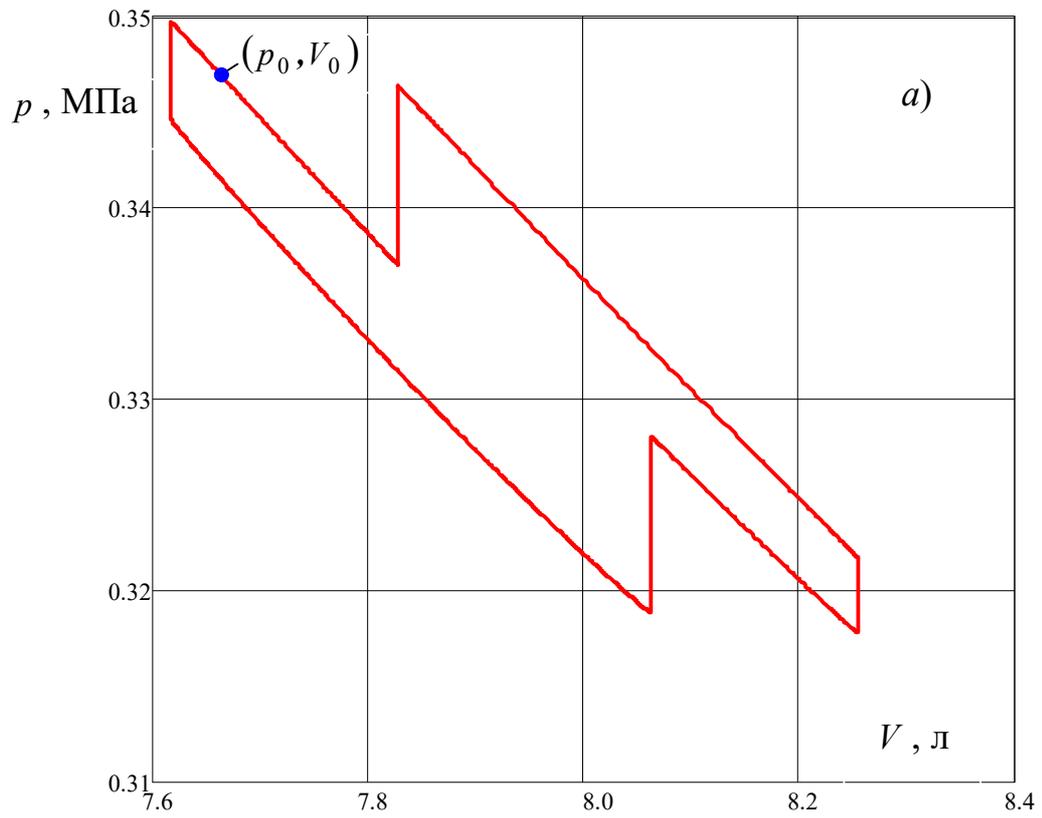


Рис. 4.38. Рабочая $p - V$ диаграмма (а) и силовая $P - \lambda$ характеристика (б)

при установившихся колебаниях одномассовой системы:

частота кинематического возмущения $f = 0.5$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм

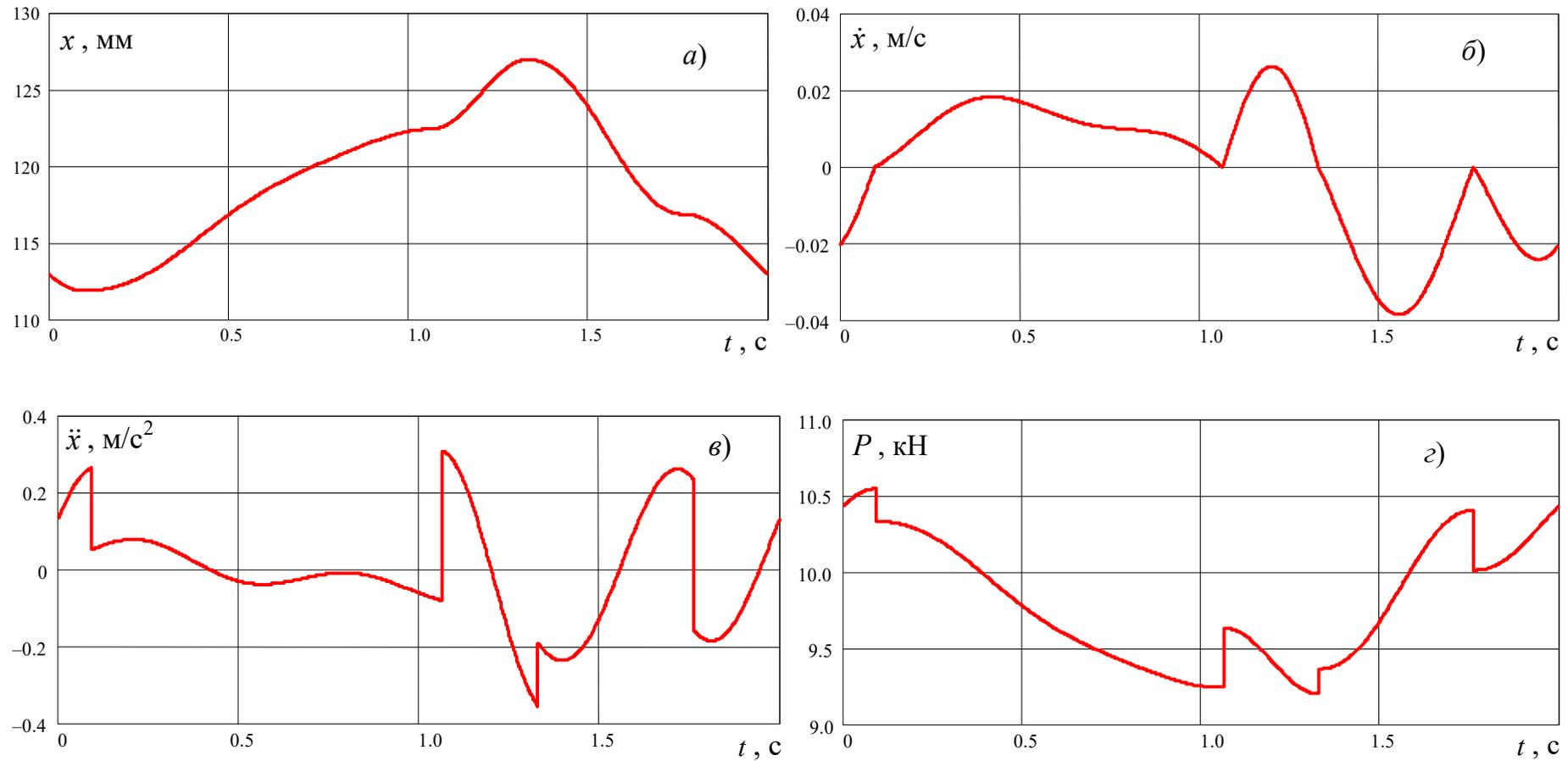


Рис. 4.39. Параметры одномассовой системы за один период установившихся колебаний при кинематическом возмущении по гармоническому закону (частота $f = 0.5$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм):

a – координата пневмоамортизатора; $б$ – относительная скорость;
 $в$ – относительное ускорение; $г$ – усилие пневмоамортизатора

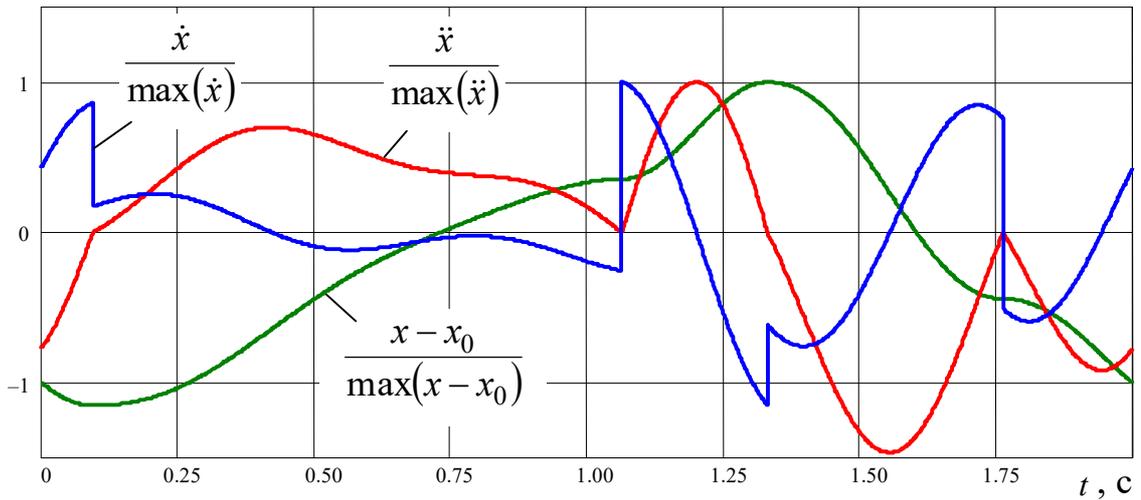


Рис. 4.40. Нормированные параметры одномассовой колебательной системы: частота кинематического возмущения $f = 0.5$ Гц, амплитуда $\xi_a = 50$ мм

4.5. Выводы

Проведённое исследование динамики затухающих колебаний убедительно показывает, что по эффективности гашения колебаний пневматические элементы с воздушным демпфированием не уступают гидравлическим амортизаторам с жидкостным демпфированием. Отличие проявляется в степени нагрева рабочего тела: сразу после гашения колебаний жидкость в гидроамортизаторе нагревается значительно меньше, чем газ в пневмоамортизаторе из-за большой разницы в плотности и удельной теплоёмкости.

Сопоставлением результатов расчётов установлены принципиальные отличия между расширенной и политропной математическими моделями. Во-первых, согласно политропной математической модели по окончании процесса затухания свободных колебаний подрессоренная масса не возвращается в начальное положение равновесия, а конечная температура газа превышает температуру окружающей среды и остаётся неизменной в течение любого, сколь угодно большого промежутка времени. Напротив, согласно расширенной математической модели по окончании процесса гашения свободных колебаний подрессоренная масса постепенно возвращается в начальное положение статического равновесия, а газ охлаждается (в изобарных условиях) за счёт теплообмена с окружающей средой.

Второе принципиальное отличие касается описания процесса установившихся колебаний. Как при жестком режиме нагружения (рабочий объём пневмоамортизатора принудительно изменяется по гармоническому закону), так при мягком режиме нагружения (кинематическое возбуждение колебаний одномассовой системы) расширенная математическая модель пневмоамортизатора позволяет описывать постепенный выход на установившийся режим: по истечении некоторого числа циклов колебаний изменения давления и температуры газа становится периодическими с неизменным размахом колебаний. С ростом частоты и амплитуды внешнего воздействия число циклов, необходимых для наступления установившегося режима, возрастает. По политропной математической модели пневмоамортизатора наблюдается иная картина: от цикла к циклу происходит непрерывное нарастание соответствующих (средних, максимальных, минимальных и т.п.) значений давления и температуры газа с постоянным темпом. То же самое касается и координаты пневмоамортизатора при мягком режиме нагружения.

Так как в ходе переходного процесса колебаний за каждый цикл происходит монотонное увеличение средних, максимальных и минимальных значений давления и температуры газа, рабочие диаграммы пневмоамортизатора от цикла к циклу всё больше увеличиваются в размерах и всё дальше смещаются от начального положения, соответствующего положению статического равновесия подрессоренной массы. Данный эффект тем сильнее, чем выше частота и амплитуда внешнего возмущения. По политропной математической модели увеличение размеров рабочих диаграмм и их смещение от своего начального положения может продолжаться бесконечно долго. Напротив, по расширенной математической модели рабочие диаграммы стремятся к своему предельному положению, соответствующему установившемуся режиму колебаний. Постепенное увеличение площади петли гистерезиса свидетельствует о большем количестве диссипатируемой механической энергии, которая, превращаясь в теплоту, приводит к повышению температуры газа и следующему за этим монотонному смещению от начального положения статического равновесия. В свою очередь, повышение температуры газа интенсифицирует процесс теплообмена с окружающей средой, что является обязательной

предпосылкой наступления установившегося режима, при котором вся выделяющаяся за цикл теплота полностью отводится в окружающую среду (в этом случае площади $p-V$ и $T-S$ диаграмм становятся равными).

Кривые сжатия и расширения на установившихся $p-V$ диаграммах пневмоамортизатора, построенных в рамках расширенной математической модели, являются по своей природе вариатропами, т.е. если их описывать уравнением политропы, то её показатель окажется переменным. Однако при приближённом описании показатель политропы можно полагать постоянным и определять его значение либо методом эквивалентных политроп (площади под вариатропой и политропой одинаковые), либо методом условных политроп с конечными параметрами (одинаковые значения давления и объёма в крайних точках). Используя второй метод, как более простой, можно достичь достаточно точной интерполяции, особенно на высоких частотах.

Результаты расчётов показывают, что показатель условной политропы на ходе сжатия несколько отличается от показателя условной политропы на ходе расширения. Среднее значение показателя условной политропы существенно зависит от частоты и незначительно от амплитуды возмущающего воздействия. Получаемое при аппроксимации регрессионное уравнение полностью согласуется с общеизвестными представлениями о качественной зависимости показателя политропы от скорости протекания процесса: когда сжатие (или расширение) газа происходит достаточно медленно ($f \ll 1$), тогда $n \cong 1$, т.е. протекающий процесс близок к изотермическому; с ростом частоты f показатель политропы n возрастает и стремится к максимальному значению, соответствующему адиабатическому процессу. При этом близость показателя условной политропы к значению показателя адиабаты вовсе не означает, что в процессе работы пневмоамортизатора от газа не отводится теплота. Совсем наоборот, по расширенной математической модели теплота отводится, причём тем больше, чем больше частота. В этом заключается парадоксальность ситуации, возникающей при замене вариатроп условными политропами с постоянным показателем.

Расчёты, проведённые по расширенной математической модели, показывают, что в широком диапазоне изменения частоты и амплитуды возмущающего воздействия температурный режим работы пневмоамортизатора является благоприятным. Однако в определённых условиях максимальная температура в рабочем объёме может достигать значений, превышающих начальную температуру на 100 К и выше (рис. 4.22). Поэтому при практическом использовании пневматических элементов воздушного демпфирования актуальной становится задача принудительного охлаждения рабочего тела (воздуха) для обеспечения работоспособности и целостности РКО пневмоамортизатора.

Расширенная математическая модель предсказывает, что при управлении клапаном по алгоритму «четырёхугольная петля гистерезиса» на некоторых частотах кинематического возмущения установившиеся колебания одномассовой системы сопровождаются срабатываниями клапана не только в амплитудных положениях (т.е. при смене направления относительного движения), но и в промежуточных положениях, лежащих между амплитудными положениями. В результате установившаяся $p - V$ диаграмма и силовая $P - \lambda$ характеристика пневмоамортизатора принимают вид ломаного восьмиугольника. По всей видимости, аналогичный эффект дополнительных срабатываний клапана присущ и другим алгоритмам управления клапаном.

Таким образом, по сравнению с политропной математической моделью расширенная математическая модель позволяет получать более достоверные данные о механических и тепловых характеристиках пневмоэлементов с воздушным демпфированием, благодаря более близкому к физической реальности описанию протекающих процессов теплообмена с окружающей средой.

Традиционный метод расчёта пневмоамортизаторов [38, 77, 89, 90, 101], использующий аппроксимацию рабочих $p - V$ диаграмм условными политропами, позволяет обеспечить достаточную для практики точность не только в описании механических процессов, но и в интегральном описании тепловых процессов. Точность построения рабочих $T - V$ и $T - S$ диаграмм определяется точностью исходных данных, получаемых при аппроксимации рабочих $p - V$ диаграмм.

5. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И ИНЖЕНЕРНОГО МЕТОДА РАСЧЁТА ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА С ВОЗДУШНЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ И СИСТЕМОЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Результаты проведённого исследования динамики нелинейных колебаний пневмоамортизатора убедительно показывают, что если системы амортизации с пневматическими элементами воздушного демпфирования по своей эффективности не уступают традиционным системам амортизации с упругими элементами (пневматическими пружинами), работающими совместно с гидравлическими амортизаторами для демпфирования колебаний, то у них проявляется один ярко выраженный эффект, суть которого состоит в следующем.

Вне зависимости от типа демпфирования (воздушного или гидравлического) механическая энергия, диссипатируемая в теплоту за один период колебаний, идёт на повышение температуры рабочего тела, рост которой от цикла к циклу определяется условиями теплообмена с окружающей средой. При неблагоприятных условиях температура рабочего тела после некоторого числа циклов может превысить своё допустимое значение, обеспечивающее работоспособность и целостность резинокордной оболочки амортизатора.

При одинаковой эффективности демпфирования колебаний указанная особенность в наибольшей степени свойственна пневматическим элементам с воздушным демпфированием, поскольку плотность газа (воздуха) на несколько порядков ниже плотности жидкости (масла), а удельная (на единицу массы) теплоёмкость воздуха в 2...2.5 раза ниже, чем удельная теплоёмкость масел, применяемых в гидроамортизаторах. Поэтому при любом алгоритме управления клапаном пневмоамортизатора приращение температуры газа после нескольких циклов колебаний может превысить 100°C , что является критичным для резинокордной оболочки. Вследствие этого при практическом применении пневматических элементов с воздушным демпфированием возникает необходимость в создании системы принудительного охлаждения рабочего тела (воздуха).

5.1. КОНСТРУКЦИЯ ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА С ВОЗДУШНЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ И СИСТЕМОЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

С технической точки зрения одним из наиболее простых и рациональных решений проблемы охлаждения пневматического элемента с воздушным демпфированием является периодическая замена нагретого воздуха, находящегося в дополнительном объёме пневмоамортизатора, холодным воздухом, подаваемым под нужным давлением из атмосферы на ходе отбоя при отключенном управляющем клапане, когда рабочий и дополнительный объёмы пневмоамортизатора разобщены.

В качестве примера рассмотрим систему охлаждения воздуха пневмоамортизатора с воздушным демпфированием (рис. 5.1), разработанную с учетом результатов численных расчётов (разд. 3, разд. 4) и защищённую патентом РФ на полезную модель [68].

Пневмоамортизатор (рис. 5.1) состоит из резинокордной оболочки рукавного типа 1, крышки 2 и поршня 3, совместно образующих замкнутую полость *A* переменного (рабочего) объёма, заполненного рабочим телом (воздухом) под избыточным давлением. При колебательном движении подрессоренной массы рабочая полость *A* с помощью клапанных коробок 5, имеющих специальное (механическое или электромагнитное) управление, либо сообщается с одним из резервуаров 4 постоянного (дополнительного) объёма, либо полностью от них изолирована. Клапанные коробки 5 служат также для стравливания нагретого воздуха в атмосферу из резервуаров 4 и последующего их заполнения холодным воздухом из ресивера 8 с компрессором 9 по трубопроводам 10. Работа клапанных коробок 5 по стравливанию нагретого воздуха осуществляется по сигналам от устройства управления 6, получающего показания датчика температуры 7, располагаемого так, чтобы наилучшим образом фиксировать изменение контролируемого параметра.

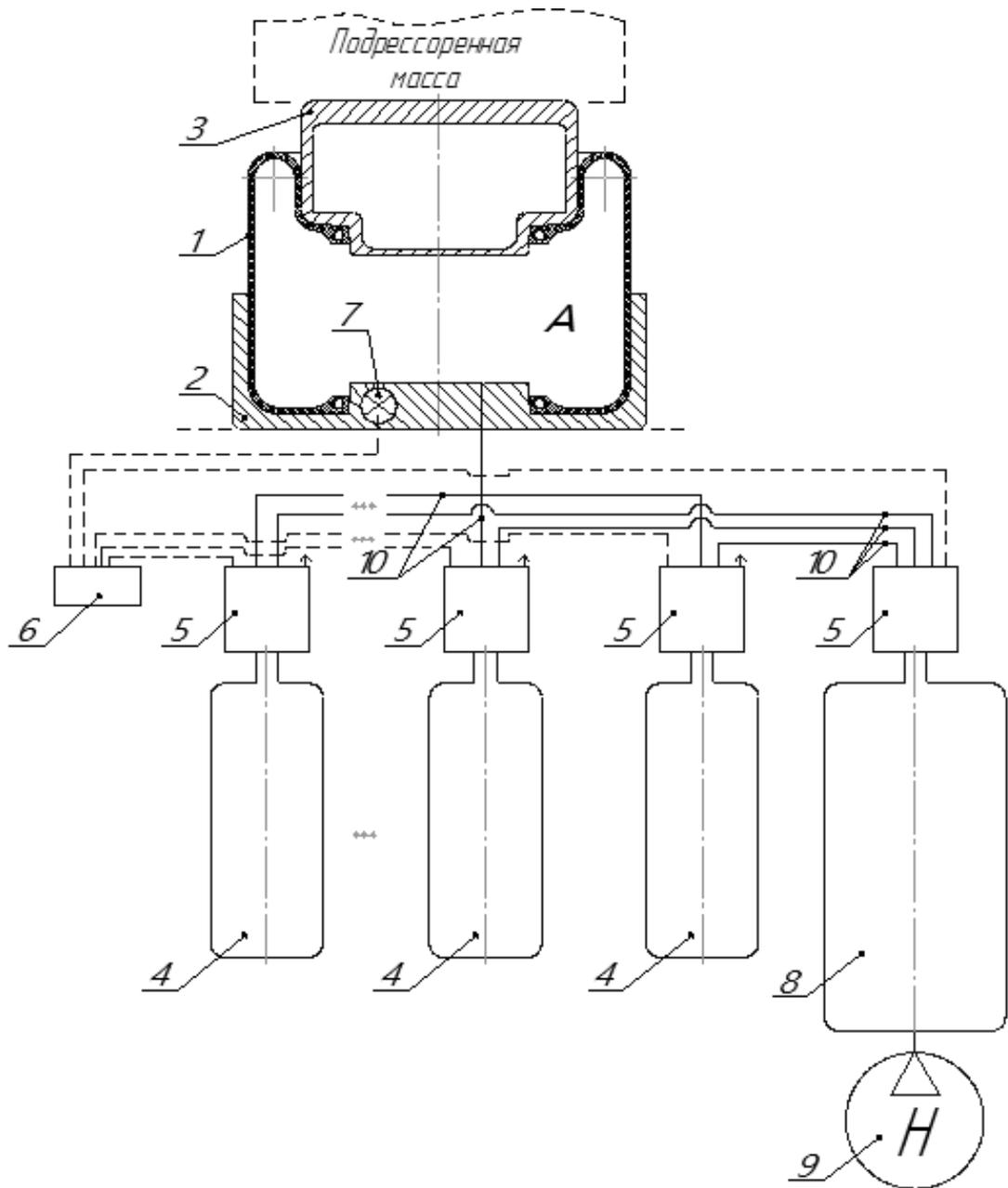


Рис. 5.1. Схема пневматического амортизатора с воздушным демпфированием и системой охлаждения воздуха: 1 – резинокордная оболочка рукавного типа; 2 – крышка; 3 – поршень; 4 – резервуар с дополнительным объёмом воздуха; 5 – клапанная коробка; 6 – устройство управления; 7 – датчик температуры; 8 – ресивер; 9 – компрессор; 10 – трубопроводы; *A* – рабочая полость

В состоянии статического равновесия газ в рабочей полости A имеет температуру окружающей среды T_0 и находится под некоторым давлением p_0 , определяемым величиной подрессоренной массы. Такую же температуру и давление имеет газ в дополнительных объёмах 4 и ресивере 8.

При колебательном движении подрессоренной массы активированной является только одна из клапанных коробок 5 и соответствующий ей дополнительный объём воздуха 4. В положениях подрессоренной массы, в которых направление относительного движения крышки 2 и поршня 3 меняется на противоположное, активированная клапанная коробка 5 сообщает между собой рабочий и дополнительные объёмы (управление происходит обычным образом, описанным в разд. 1.2, через устройство 6 по показаниям датчика относительного движения, который рис. 5.1 не показан). Газ практически без сопротивления перетекает из одного объёма в другой, благодаря чему происходит выравнивание давлений (температуры, плотности), обеспечивающее эффект воздушного демпфирования и связанный с ним рост максимального значения температуры газа в рабочей полости A , а также в активированном дополнительном объёме 4. Когда по показаниям датчика 7 максимальное значение температуры газа в рабочей полости A достигнет назначенного предельного значения, тогда на ходе отбоя подрессоренной массы срабатывает устройство управления 6, которое активирует следующую по порядку клапанную коробку 5 и связанный с ней дополнительный объём 4. При этом на ранее активированную клапанную коробку 5 подаётся сигнал, по которому из соответствующего дополнительного объёма сначала стравливается в атмосферу нагретый воздух, а затем подаётся холодный воздух из ресивера 8. После этого работа пневмоамортизатора происходит в прежней последовательности.

Предложенная конструктивная схема обладает достаточно высокой гибкостью. При необходимости она позволяет обеспечить одновременную работу нескольких дополнительных объёмов, а также контролировать неизменность положения статического равновесия подрессоренной массы.

**5.2. КОРРЕКЦИЯ ПОЛНОЙ СИСТЕМЫ ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ СООТНОШЕНИЙ
И ПОРЯДКА РАСЧЁТОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА
С СИСТЕМОЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ**

Система уравнений (2.4.41)-(2.4.57) политропной математической модели и система уравнений (4.2.1)-(4.2.14) расширенной математической модели получены в разд. 2 и разд. 4 применительно к пневматическому амортизатору, работающему без описанной в разд. 5.1 системы воздушного охлаждения. Чтобы распространить указанные системы уравнений на случай пневмоамортизатора с воздушным охлаждением по предлагаемой схеме (рис. 5.1), обозначим через θ максимальное значение температуры газа в рабочем объеме на интервале времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана. Если величина θ достигает (или превышает) допустимое значение $[T]$ температуры газа в рабочем объеме, то на ходе отбоя происходит замена горячего газа в дополнительном объеме на холодный газ из ресивера с температурой окружающей среды T_0 и некоторым заданным давлением p_r (если же $\theta < [T]$, замены не происходит). В результате суммарная масса газа в момент времени $t = t_\sigma + 0$ сразу после переключения клапана принимает значения

$$m_\Sigma(t_\sigma + 0) = \begin{cases} m_\Sigma(t_\sigma - 0), & \{\chi = 1\} \vee \{(\chi = 0) \wedge (\theta < [T])\}; \\ m_\sigma^+ + \frac{p_r V_*}{RT_0}, & \{(\chi = 0) \wedge (\theta \geq [T])\}. \end{cases} \quad (5.2.1)$$

Для температуры газа в дополнительном объеме имеет место соотношение

$$T_*(t_\sigma + 0) = \begin{cases} T_\sigma^+, & \{\chi = 1\} \vee \{(\chi = 0) \wedge (\theta < [T])\}; \\ T_0, & \{(\chi = 0) \wedge (\theta \geq [T])\}. \end{cases} \quad (5.2.2)$$

Здесь m_σ^+ , T_σ^+ – масса и температура газа в рабочем объеме сразу после переключения клапана, значения (2.4.5), (2.4.17) которых вычисляются прежним образом по соответствующим формулам (2.4.4), (2.4.25) и (4.3.53), (4.3.56) политропной и расширенной математических моделей, установленных ранее для пневмоамортизатора без системы принудительного охлаждения. Запись остальных всех формул обеих математических моделей сохраняется без изменений с той лишь разницей, что к ним присоединяются дополнительные соотношения (5.2.1), (5.2.2).

5.3. ДИНАМИКА ПНЕВМОАМОРТИЗАТОРА ПРИ ЖЁСТКОМ РЕЖИМЕ НАГРУЖЕНИЯ

Для подтверждения рациональности предложенного технического решения, обеспечивающего стабилизацию температурного режима работы пневмоамортизатора с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения, достаточно рассмотреть задачу жёсткого нагружения пневмоамортизатора по гармоническому закону (2.4.58). При этом для системы охлаждения самыми неблагоприятными будут условия работы, когда алгоритм управления клапаном осуществляется по четырёхугольной петле гистерезиса, отвечающей случаю наиболее эффективной организации процесса демпфирования. В качестве контрольного параметра возьмём температуру газа в рабочем объёме, назначив для неё максимальное значение 90°C , что обеспечивает работоспособность и целостность резины. Тогда взяв «абсолютный температурный запас» в 10°C , придём к допустимому значению температуры газа в рабочем объёме пневмоамортизатора $[T] = 80^{\circ}\text{C}$ или, что то же самое, $[T] = 353^{\circ}\text{K}$. Остальные значения конструктивных и термодинамических параметров пневмоамортизатора сохраним такими же, как в разд. 4.4.1. Неизменными оставим также параметры жёсткого нагружения пневмоамортизатора, принятые ранее в разд. 4.4.3, взяв частоту колебаний $f = 5$ Гц и амплитуду колебаний $x_a = 50$ мм. В данном случае по формуле (4.4.1) показатель политропы имеет значение $n = 1.396$, очень близкое к значению показателя адиабаты $k = 1.4$. Наконец, примем, что давление газа p_r в ресивере совпадает по величине с давлением газа p_0 в положении статического равновесия пневмоамортизатора.

Чтобы иметь базу для сравнения и делать на её основе однозначные выводы, на рис. 5.2 и рис. 5.3 представлены результаты расчёта работы пневмоамортизатора без системы принудительного охлаждения. По политропной модели темп роста давления и температуры от цикла к циклу является постоянным, вследствие чего максимальные значения давления и температуры в рабочем и дополнительном объёмах ничем не ограничены. По расширенной модели изменения давления и температуры газа в рабочем и дополнительном объёмах через несколько циклов

выходят на установившийся режим. Общим для обеих математических моделей (политропной и расширенной) является следующее: в течение первых 24 циклов колебаний давление и температура газа в рабочем и дополнительном объёме быстро нарастают и начинают превышать допустимые значения.

Наоборот, при работе пневмоамортизатора, оснащённого предлагаемой системой охлаждения, наблюдается практически полное совпадение значений давления и температуры газа (в рабочем и дополнительном объёмах), рассчитываемых по обеим математическим моделям (рис. 5.4, рис. 5.5). Более того, благодаря функционированию системы охлаждения обеспечивается достаточно быстрый выход на установившийся режим работы пневмоамортизатора, даже в рамках политропной математической модели. При этом достигаемые максимальные значения давления и температуры находятся в допустимых пределах.

Выход на установившийся режим работы пневмоамортизатора отчётливо отражается на поведении суммарной массы газа (рис. 5.6) и суммарной энтропии газа (рис. 5.7) в пневмоамортизаторе. Всё это указывает на надёжную и устойчивую работу пневмоамортизатора, снабжённого предложенной системой охлаждения газа и обеспечивающего воздушное демпфирование колебаний по наиболее эффективному алгоритму управления клапаном вида «четырёхугольная петля гистерезиса» при соблюдении наложенных ограничений на температурный режим функционирования пневмоамортизатора.

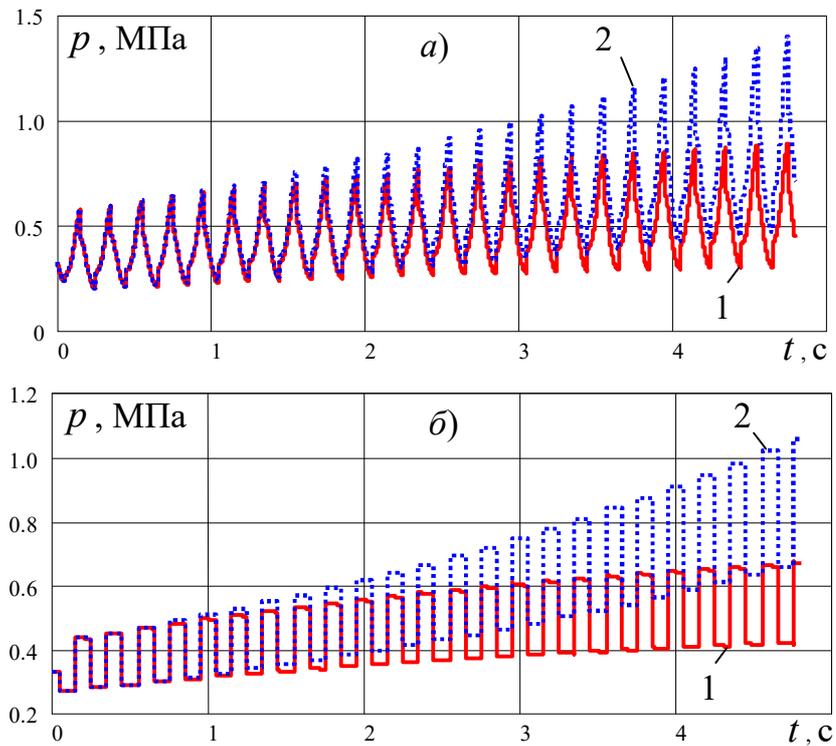


Рис. 5.2. Изменение давления газа в пневмоамортизаторе с воздушным демпфированием без системы принудительного охлаждения:
 1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель
 а – в рабочем объёме; б – в дополнительном объёме

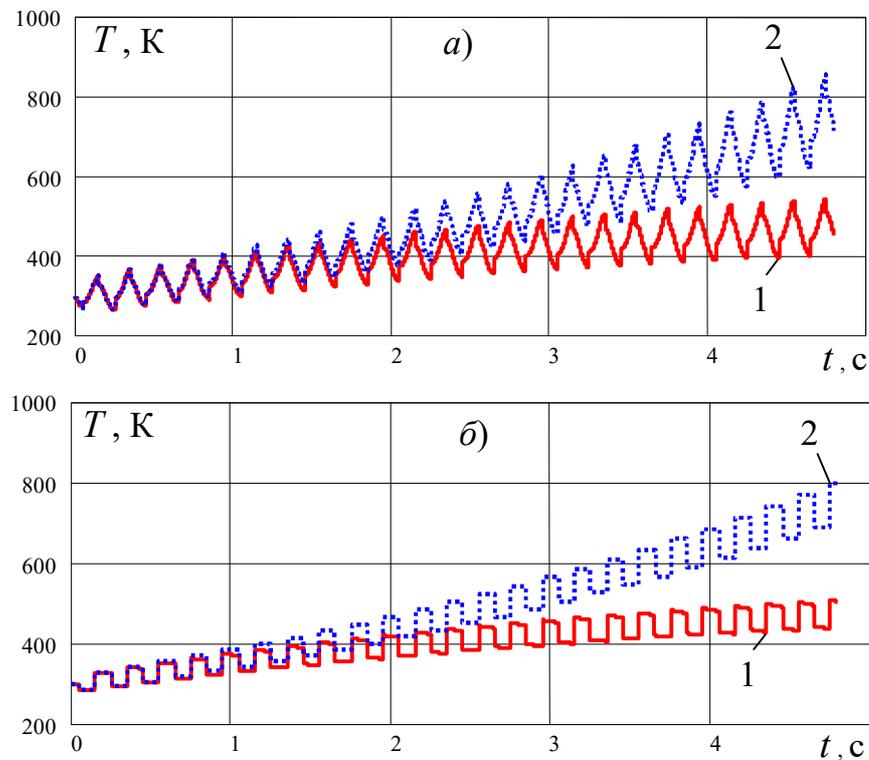


Рис. 5.3. Изменение температуры газа в пневмоамортизаторе с воздушным демпфированием без системы принудительного охлаждения:
 1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель
 а – в рабочем объёме; б – в дополнительном объёме

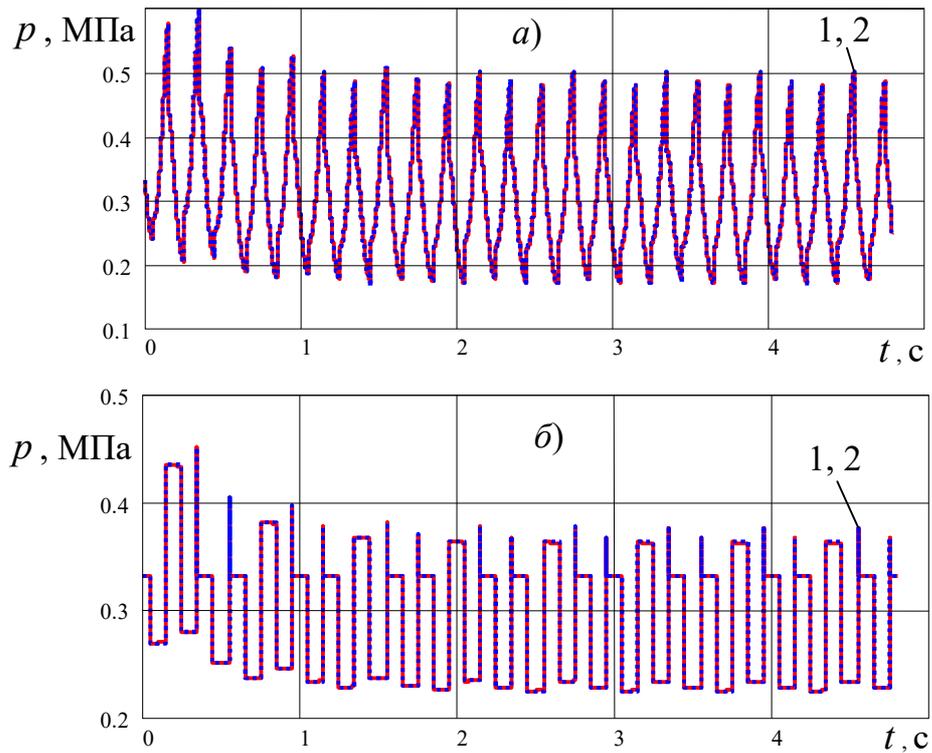


Рис. 5.4. Изменение давления газа в пневмоамортизаторе с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения:
 1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель
 а – в рабочем объёме; б – в дополнительном объёме

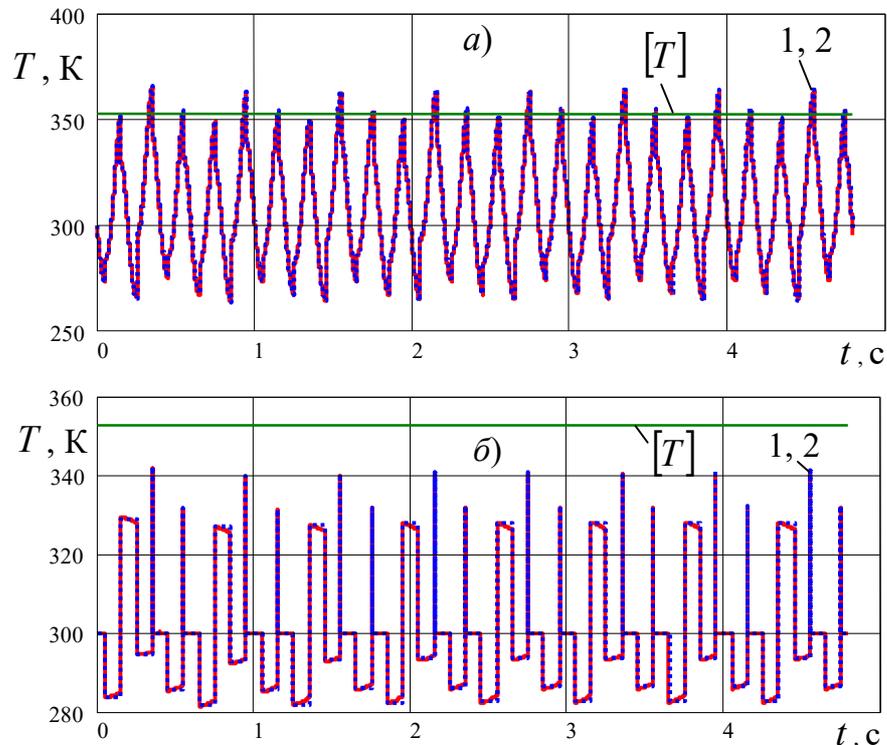


Рис. 5.5. Изменение температуры газа в пневмоамортизаторе с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения:
 1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель
 а – в рабочем объёме; б – в дополнительном объёме

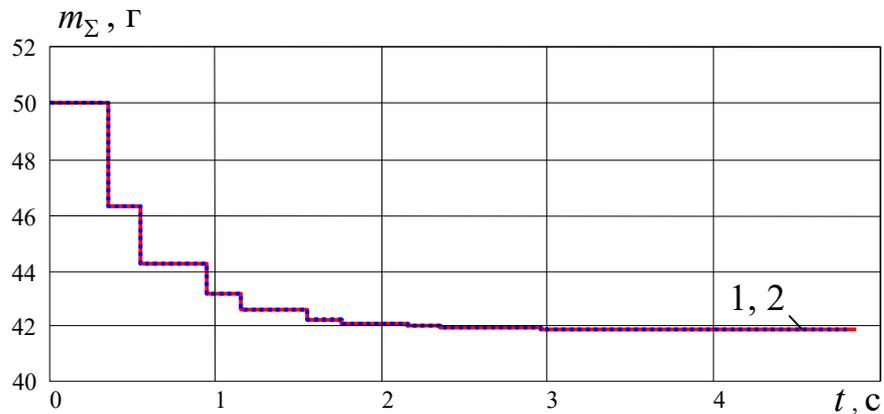


Рис. 5.6. Изменение суммарной массы газа в пневмоамортизаторе с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения:
1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель

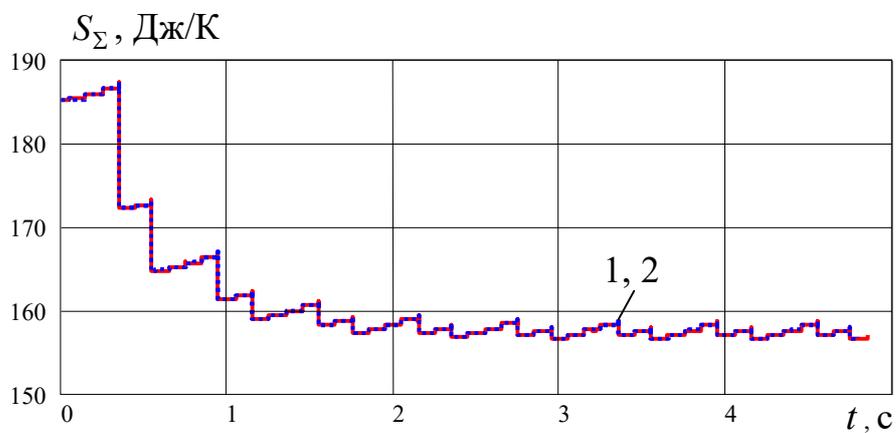


Рис. 5.7. Изменение суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе с воздушным демпфированием и системой принудительного охлаждения:
1 – расширенная математическая модель; 2 – политропная математическая модель

5.4. Выводы

На основе анализа результатов проведённых теоретических исследований предложено техническое решение проблемы охлаждения пневматических элементов с воздушным демпфированием, заключающееся в периодической замене нагретого воздуха, находящегося в дополнительном объёме пневмоамортизатора, холодным воздухом, подаваемым под нужным давлением из атмосферы на ходе отбоя при отключенном управляющем клапане, когда рабочий и дополнительный объёмы пневмоамортизатора разобщены. Внесены соответствующие уточнения и поправки в инженерную методику расчёта пневматического амортизатора.

Численный расчёт динамики пневмоамортизатора при жёстком режиме нагружения подтвердил надёжность и устойчивость работы пневмоамортизатора с предложенной системой охлаждения, которая обеспечивает требуемый температурный режим функционирования пневмоамортизатора при воздушном демпфировании колебаний по наиболее эффективному алгоритму управления клапаном вида «четырёхугольная петля гистерезиса» даже в условиях, близких к адиабатической изоляции. Выход на установившийся режим работы происходит после небольшого числа (двух-трёх) срабатываний системы охлаждения. При этом период установившихся колебаний температуры и давления газа в пневмоамортизаторе оказывается кратным нескольким периодам колебаний рабочего объёма.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

Анализ научно-технической литературы показал, что в настоящее время большое внимание уделяется разработке конструкций и методов расчёта пневматических элементов с воздушным демпфированием, не уступающих по эффективности демпфирования гидравлическим амортизаторам. В связи с этим актуальной является задача разработки и совершенствования методов расчёта пневматических элементов с воздушным демпфированием с учётом характерных особенностей теплового режима их работы, которым не уделялось внимания в современных исследованиях по дальнейшему развитию теории систем амортизации.

В процессе решения поставленных задач исследования получены следующие основные результаты и общие выводы:

1. Разработаны две математические модели пневматических элементов с воздушным демпфированием (пневмоамортизаторов), отличающиеся друг от друга методами описания процессов теплообмена с окружающей средой:
 - в политропной математической модели используются методы технической термодинамики для политропных процессов;
 - в расширенной математической модели применяются методы технической теории теплообмена, основанной на законах Фурье и Ньютона-Рихмана.
2. В рамках политропной математической модели установившийся режим работы пневмоамортизатора возможен только для изотермического процесса (показатель политропы $n = 1$). Если $n \neq 1$, то тогда установившегося режима работы не существует, и при периодическом изменении рабочего объёма давление и температура газа неограниченно увеличиваются от цикла к циклу.
3. Расширенная математическая модель является более общей и точной:
 - описывает переходные процессы с постепенным выходом на установившийся режим колебаний при периодическом внешнем возмущении;
 - позволяет устанавливать значения показателя политропы для процессов расширения и сжатия газа в пневмоамортизаторе в зависимости от частоты и амплитуды установившихся колебаний, основных конструктивных параметров;

- детально раскрывает механизм того, почему пневмоамортизатор диссипатирует тем больше механической энергии, чем выше частота колебаний, несмотря на то, что показатель условной политропы стремится к показателю адиабаты.
4. На примере затухающих свободных колебаний подрессоренной массы показано, что по эффективности гашения колебаний пневматические элементы с воздушным демпфированием не уступают гидравлическим амортизаторам с жидкостным демпфированием. Отличие проявляется в степени нагрева рабочего тела: сразу после гашения колебаний жидкость в гидроамортизаторе нагревается значительно меньше, чем газ в пневмоамортизаторе из-за большой разницы в плотности и удельной теплоёмкости.
 5. Предложено техническое решение проблемы охлаждения пневматических элементов с воздушным демпфированием, защищённое патентом РФ на полезную модель. Внесены соответствующие уточнения и поправки в разработанные математические модели. Численными расчётами подтверждена надёжность и устойчивость работы пневмоамортизатора с предложенной системой охлаждения.
 6. Применительно к пневмоамортизатору с наиболее эффективным алгоритмом управления клапаном по «четырёхугольной петле гистерезиса», который в научной литературе называется *пневмоамортизатором с дискретной коммутацией объёмов*, получено явное аналитическое выражение силовой характеристики с выделением потенциальной и диссипативной составляющих усилия пневмоамортизатора при изотермическом режиме работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Аверьянов, Г.С. Динамика виброзащищенного сооружения / Г.С. Аверьянов, Р.Н. Хамитов, А.В. Зубарев. // Омский научный вестник. – 2007. – № 2(56). – С. 50-53.
3. Аверьянов, Г.С. Термогазодинамические процессы в объемах пневмоамортизатора с активным управлением упругодемпфирующих характеристик / Г.С. Аверьянов, Р.Н. Хамитов, Р.К. Романовский. // Омский научный вестник. – 2008. – № 1(64). – С. 48-52.
4. Аверьянов, Г.С. Динамика колебательной системы с управляемыми виброзащитными устройствами / Г.С. Аверьянов, Р.Н. Хамитов, А.В. Зубарев. // Вестник машиностроения. – 2008. – № 6. – С. 27-30.
5. Аверьянов, Г.С. Динамика управляемых пневматических виброзащитных систем амортизации крупногабаритных объектов / Г.С. Аверьянов, Р.Н. Хамитов, А.В. Зубарев, А.А. Кожушко. // Вестник машиностроения. – 2008. – № 7. – С. 17-18.
6. Аверьянов, Г.С. Виброизоляция оборудования летательных аппаратов / Г.С. Аверьянов, В.Н. Бельков, Р.Н. Хамитов. // Полет. Общероссийский научно-технический журнал. – 2013. – № 5. – С. 37-40.
7. Айзерман, М.А. Классическая механика / М.А. Айзерман. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
8. Акоюн, Р.А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств (вопросы теории и практики) / Р.А. Акоюн. – Львов: Выща школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1979. – Ч. 1. – 218 с.
9. Алексеев, Г.Н. Общая теплотехника / Г.Н. Алексеев. – М.: Высш. шк., 1980. – 552 с.
10. Аппель, П. Теоретическая механика / П. Аппель. – М.: ГИФМЛ, 1960. – Т. 1. – 516 с.

11. Астарита, Дж. Основы гидромеханики неньютоновских жидкостей / Дж. Астарита, Дж. Марруччи. – М.: Мир, 1978. – 309 с.
12. Бабкин, А.В. Основы механики сплошных сред / А.В. Бабкин, В.В. Селиванов. – 376 с. (Прикладная механика сплошных сред: В 3 т. / Науч. ред. В.В. Селиванов; Т. 1).
13. Базаров, И.П. Термодинамика / И.П. Базаров. – М.: Высш. шк., 1991. – 376 с.
14. Бидерман, В.Л. Механика тонкостенных конструкций / В.Л. Бидерман. – М.: Машиностроение, 1977. – 488 с.
15. Бутенин, Н.В. Введение в аналитическую механику / Н.В. Бутенин. – М.: Наука, 1971. – 264 с.
16. Бухгольц, Н.Н. Основной курс теоретической механики / Н.Н. Бухгольц. – М.: Наука, 1967. – Т. 1. – 467 с.
17. Бухин, Б.Л. Введение в механику пневматических шин / Б.Л. Бухин. – М.: Химия, 1988. – 224 с.
18. Васин, Р.А. Введение в механику сверхпластичности: В 2 ч. / Р.А. Васин, Ф.У. Еникеев. – Уфа: Гилем, 1998. – Ч. 1. – 280 с.
19. Вукалович, М.П. Термодинамика / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с.
20. Гельфер, Я.М. История и методология термодинамики и статистической физики / Я.М. Гельфер. – М.: Высш. шк., 1973. – Т. 1-2.
21. Голубева, О.В. Теоретическая механика / О.В. Голубева. – М.: Высш. шк., 1976. – 350 с.
22. Гроот, С. Термодинамика необратимых процессов / С. Гроот. // Термодинамика необратимых процессов. – М., 1962. – С. 146-177.
23. Гроот, С. Неравновесная термодинамика / С. Гроот, П. Мазур. – М.: Мир, 1964. – 456 с.
24. Гуров, К.П. Феноменологическая термодинамика необратимых процессов / К.П. Гуров. – М.: Наука, 1978. – 128 с.
25. Демин, А.В. Электропневматическое виброзащитное устройство / А.В. Демин, Р.Н. Хамитов. // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 6-2. – С. 230-234.

26. Демин, А.В. Исследование конструкции электропневматического виброзащитного устройства соленоидного типа / А.В. Демин, Р.Н. Хамитов. // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 2-2. – С. 112-234.
27. Денбиг, К. Термодинамика стационарных необратимых процессов / К. Денбиг. – М.: Изд-во иностр. лит., 1954. – 119 с.
28. Дьяков, А.С. Повышение демпфирующих свойств подвесок АТС путем изменения структуры и характеристик резинокордных пневматических рессор: автореф. дис...канд. техн. наук / А.С. Дьяков. – Волгоград, 2009. – 16 с.
29. Жермен, П. Курс механики сплошных сред / П. Жермен. – М.: Высш. шк., 1983. – 399 с.
30. Зубарев, А.В. Конструкция и методика инженерного расчёта пневматической виброизолирующей опоры с воздушным демпфированием / А.В. Зубарев, Е.В. Климентьев, С.А. Корнеев. // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 6-й международной научно-технической конференции. – Омск: ОмГТУ, 2016. – С. 86-87.
31. Зубарев, А.В. Способ технического обеспечения температурного режима работы амортизатора воздушного демпфирования / А.В. Зубарев, Е.В. Климентьев, В.С. Корнеев, С.А. Корнеев. // Материалы X Международной научно-технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин». – Омск: ОмГТУ, 2016. – Т. 1. – № 1. – С. 43-45.
32. Ильюшин, А.А. Механика сплошной среды / А.А. Ильюшин. – М.: Изд-во МГУ, 1978. – 287 с.
33. Иориш, Ю.И. Виброметрия / Ю.И. Иориш. – М.: ГНТИМЛ, 1963. – 772 с.
34. Калашников, Б.А. Термодинамика пневморессоры переменной структуры / Б.А. Калашников. // Известия вузов. Машиностроение. – 1985. – № 3. – С. 77-81.
35. Калашников, Б.А. Динамика модели автомобиля с упругодемпфирующими пневмоэлементами / Б.А. Калашников. // Известия вузов. Машиностроение. – 1985. – № 6. – С. 69-73.
36. Калашников, Б.А. К выбору параметров пневмоэлемента подвески автомобиля / Б.А. Калашников. // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – № 4. – С. 82-86.

37. Калашников, Б.А. Нелинейные колебания механических систем / Б.А. Калашников. // Омск: Изд-во ОмГТУ, 2006. – 208 с.
38. Калашников, Б.А. Системы амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов / Б.А. Калашников. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – 344 с.
39. Калашников, Б.А. Сравнительный анализ различных видов демпфирования в механических системах / Б.А. Калашников, Н.Н. Рассказова. // Омский научный вестник. – 2008. – № 3 (70). – С. 58-64.
40. Калашников, Б.А. Экспериментальное исследование частотных характеристик системы с неоднозначной кусочно-нелинейной характеристикой позиционной силы / Б.А. Калашников // Вестник машиностроения. – 2009. – № 3. – С. 11-17.
41. Калашников, Б.А. Об одном способе амортизации, основанном на дискретной коммутации частей упругих элементов / Б.А. Калашников. // Машиностроение и инженерное образование. – 2009. – № 1. – С. 42-52.
42. Калашников, Б.А. Выбор параметров систем амортизации с дискретной коммутацией частей упругих элементов / Б.А. Калашников. // Машиностроение и инженерное образование. – 2009. – № 3. – С. 51-62.
43. Калашников, Б.А. Системы амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов / Б.А. Калашников, В.В. Бохан. // Машиностроение и инженерное образование. – 2009. – № 2. – С. 30-40.
44. Калашников, Б.А. Влияние массы объекта на частотные характеристики при поддержании постоянства его положения / Б.А. Калашников, Н.Н. Рассказова. // Омский научный вестник. – 2011. – № 2 (100). – С. 134.
45. Калашников, Б.А. Системы амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов / Б.А. Калашников. // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. – 2011. – № 4-5. – С. 2209-2212.
46. Кильчевский, Н.А. Курс теоретической механики / Н.А. Кильчевский. – М.: Наука, 1977. – Т. 1-2.
47. Кириллин, В.А. Техническая термодинамика / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – М.: Энергия, 1974. – 448 с.

48. Климентьев, Е.В. Математическое моделирование термодинамических процессов в пневматических элементах с воздушным демпфированием / Е.В. Климентьев, В.С. Корнеев, С.А. Корнеев. // Омский научный вестник. – 2015. – № 3 (143). – С. 130-138.
49. Климентьев, Е.В. Численный анализ работы пневматического амортизатора при стандартном режиме нагружения и разных алгоритмах управления / Е.В. Климентьев, В.С. Корнеев, С.А. Корнеев. // Омский научный вестник. – 2015. – № 3 (143). – С. 138-145.
50. Климентьев, Е.В. Экспериментальный стенд для определения механических характеристик и термодинамических параметров пневмоэлементов с резино-кордной оболочкой / Е.В. Климентьев, А.Ю. Кондюрин, И.А. Пеньков, В.С. Корнеев, С.А. Корнеев. // Омский научный вестник. – 2015. – № 3 (143). – С. 127-129.
51. Корнеев, С.А. Понятия и основы локально-неравновесной термодинамики сплошной среды / С.А. Корнеев. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. – 284 с.
52. Корнеев, С.А. Основы технической теории пневматических амортизаторов: монография / С.А. Корнеев, В.С. Корнеев, А.В. Зубарев, Е.В. Климентьев. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. – 148 с.
53. Корнеев, С.А. Математическое моделирование газодинамических процессов в пневматических элементах с воздушным демпфированием / С.А. Корнеев, В.С. Корнеев, Е.В. Климентьев. // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 5-й международной научно-технической конференции. – Омск: ОмГТУ, 2015.– С. 65-66.
54. Корнеев, С.А. Особенности термодинамических и силовых характеристик пневмоамортизаторов с дискретной коммутацией объемов при установившемся режиме // С.А. Корнеев, В.С. Корнеев, Е.В. Климентьев. // Проблемы разработки, изготовления и эксплуатации ракетно-космической техники и подготовки инженерных кадров для авиакосмической отрасли: материалы IX Всероссийской научной конференции, посвященной памяти

- главного конструктора ПО «Полет» А.С. Клинышкова. – Омск: ОмГТУ, 2015.– С. 155-164.
55. Кричевский, И.Р. Понятия и основы термодинамики / И.Р. Кричевский. – М.: Химия, 1970. – 440 с.
56. Кубо, Р. Термодинамика / Р. Кубо. – М.: Мир, 1970. – 304 с.
57. Кудинов, В.А. Техническая термодинамика / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов. – М.: Высш. шк., 2000. – 261 с.
58. Леонтович, М.А. Введение в термодинамику. Статистическая физика / М.А. Леонтович. – М.: Наука, 1983. – 416 с.
59. Лойцянский, Л.Г. Курс теоретической механики / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: Наука, 1982. – Т. 1-2.
60. Лоренц, Г.А. Лекции по термодинамике / Г.А. Лоренц. – М.-Л.: ОГИЗ, 1946. – 156 с.
61. Маркеев, А.П. Теоретическая механика / А.П. Маркеев. – М.: Наука, 1982. – 416 с.
62. Математика в понятиях, определениях и терминах / О.В. Мантуров, Ю.К. Солнцев, Ю.И. Соркин [и др.]; под ред. Л.В. Саблина. – М.: Просвещение, 1978. – Ч. 1. – 320 с.
63. Можен, Ж. Механика электромагнитных сплошных сред / Ж. Можен. – М.: Мир, 1991. – 560 с.
64. Новиков, И.И. Прикладная термодинамика и теплопередача / И.И. Новиков, К.Д. Воскресенский. – М.: Атомиздат, 1977. – 352 с.
65. Новиков, В.В. Повышение виброзащитных свойств пневмоподвески автобуса «Волжанин» / В.В. Новиков, А.С. Некрасов, Б.Н. Фитилев. // Грузовик. – 2002. – № 8. – С. 16-18.
66. Патент на изобретение РФ №2340468 Пневматическая подвеска / В.В. Новиков, Б.Н. Фитилев, А.С. Дьяков; ВолГТУ. – Бюл. № 34, 10.12.2008 г.
67. Патент на изобретение РФ №2325568 Пневматическая подвеска / Г.С. Аверьянов, Р.Н. Хамитов; ОмГТУ. – Бюл. № 15, 27.05.2008 г.

68. Патент на полезную модель 166886 Российская Федерация, МПК51 F16F9/04 F16F15/027 Пневматическая виброизолирующая опора / Климентьев Е.В., Корнеев С.А., Бобров С.П.; заявитель и патентообладатель ФГУП "ФНПЦ "Прогресс". – № 2016105220/11; заявл. 16.02.2016; опубл. 10.12.2016. – 3 с.
69. Певзнер, Я.М. Пневматические и гидропневматические подвески / Я.М. Певзнер, А.М. Горелик. – М.: ГНТИМЛ, 1963. – 319 с.
70. Петров, Н. Современные проблемы термодинамики / Н. Петров, Й. Бранков. – М.: Мир, 1986. – 288 с.
71. Пластинин, П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчёт / П.И. Пластинин. – М. КолосС, 2006. – 456 с.
72. Поздеев, А.В. Повышение виброзащитных свойств двухполостных пневматических рессор на основе синтеза оптимальных алгоритмов коммутации полостей: автореф. дис...канд. техн. наук / А.В. Поздеев. – Волгоград, 2012. – 16 с.
73. Проектирование полноприводных колесных машин: 3 т. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов [и др.]; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – Т. 3 – 432 с.
74. Пригожин, И. Введение в термодинамику необратимых процессов / И. Пригожин. – М.: Изд-во иностр. лит., 1960. – 127 с.
75. Равкин Г.О. Пневматическая подвеска автомобиля / Г.О. Равкин. – М. ГНТИМЛ, 1962. – 288 с.
76. Резинокордные изделия для городского транспорта , ФГУП «ФНПЦ «Прогресс"», проспект. – URL: <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group4> (дата обращения: 23.11.2016).
77. Регулируемые пневматические и пневмогидравлические рессоры подвесок автотранспортных средств : монография / А.В. Поздеев, В.В. Новиков, А.С. Дьяков, А.В. Похлебин, И.М. Рябов, К.В. Чернышов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – 244 с.
78. Седов, Л.И. Механика сплошной среды / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1973. – Т. 1. – 536 с.

79. Сивухин, Д.В. Термодинамика и молекулярная физика / Д.В. Сивухин. – М.: Наука, 1979. – 552 с. – (Общий курс физики / Д.В. Сивухин; Т. 2).
80. Слеттери, Дж. С. Теория переноса импульса, энергии и массы в сплошных средах / Дж. С. Слеттери. – М.: Энергия, 1978. – 448 с.
81. Теория тепломассообмена / С.И. Исаев, И.А. Кожин, В.И. Кофаров и др.; Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Высшая школа, 1979. – 495 с.
82. Техническая термодинамика / В.И. Крутов, С.И. Исаев, И.А. Кожин [и др.]; под ред. В.И. Крутова. – М.: Высш. шк., 1991. – 384 с.
83. Трибельский, И.А. Расчётно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций / И.А. Трибельский, В.В. Шалай, А.В. Зубарев [и др.]. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. – 240 с.
84. Трусделл, К. Первоначальный курс рациональной механики сплошных сред / К. Трусделл. – М.: Мир, 1975. – 592 с.
85. Физические величины : справочник / А. П. Бабичев, Н. А. Бабушкина, А. М. Братковский [и др.]; под ред. И. С. Григорьева, Е. З. Мейлихова. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 1232 с.
86. Фитилев, Б.Н. Система виброзащиты на пневмоэлементах с РКО / Б.Н. Фитилев, В.И. Колмаков, В.А. Комочков. // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Прогресс транспортных средств и систем». – Волгоград, 1999. – С. 185-187.
87. Фитилев, Б.Н. К вопросу о пневматическом демпфировании в системах пневмоподдрессоривания / Б.Н. Фитилев, В.А. Комочков, В.И. Колмаков. // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Прогресс транспортных средств и систем». – Волгоград, 2002. – С. 312-314.
88. Фитилев, Б.Н. Гидропневматическая подвеска с регулируемыми характеристиками / Б.Н. Фитилев, В.А. Комочков, К.О. Хайдурова. // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Прогресс транспортных средств и систем». – Волгоград, 2005. – С. 458-460.
89. Фитилев, Б.Н. Гидропневматическая подвеска и ее упругодемпфирующие характеристики / Б.Н. Фитилев, В.А. Комочков, В.М. Труханов,

- И.В. Соболевский. // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2007. – № 11. – С. 62-65.
90. Фитилев, Б.Н. К расчету характеристик пневмоэлемента с воздушным демпфированием / Б.Н. Фитилев, В.А. Комочков, А.В. Поздеев // Материалы Международн. науч.-практ. конф. «Прогресс транспортных средств и систем». – Волгоград, 2009. – Ч. 2. – С. 40-47.
91. Фотин, Б.С. Поршневые компрессоры / Б.С. Фотин, И.Б. Пирумов, И.К. Прилуцкий, П.И. Пластинин. – Л.: Машиностроение, 1987. – 372 с.
92. Хаазе, Р. Термодинамика необратимых процессов / Р. Хаазе. – М.: Мир, 1967. – 544 с.
93. Хамитов, Р.Н. Динамика виброзащитной системы / Р.Н. Хамитов, Г.С. Аверьянов. // Омский научный вестник. – 2008. – № 1(64). – С. 52-56.
94. Хамитов, Р.Н. Устройство для гашения колебаний объектов с активным управлением упругодемпфирующей характеристикой / Р.Н. Хамитов, Г.С. Аверьянов. // Омский научный вестник. – 2008. – № 2(68). – С. 54-56.
95. Хамитов, Р.Н. Влияние термодинамических параметров газа в объемах пневмоамортизатора на эффективность его работы / Р.Н. Хамитов. // Омский научный вестник. – 2009. – № 2(80). – С. 118-121.
96. Хамитов, Р.Н. Пневматический амортизатор с активной системой демпфирования / Р.Н. Хамитов, Г.С. Аверьянов, А.Б. Корчагин. // Вестник машиностроения. – 2009. – № 9. – С. 14-17.
97. Хамитов, Р.Н. Рабочие процессы двухкамерного пневматического амортизатора с кратковременной коммутацией объемов / Р.Н. Хамитов, Г.С. Аверьянов, А.Б. Корчагин. // Вестник машиностроения. – 2009. – № 10. – С. 19-23.
98. Хамитов, Р.Н. Динамика амортизируемого объекта с пассивной системой демпфирования угловых колебаний при нестационарных воздействиях / Р.Н. Хамитов, А.Б. Корчагин, М.А. Радченко, Г.С. Аверьянов. // Омский научный вестник. – 2010. – № 2(90). – С. 87-89.
99. Хамитов, Р.Н. Система управления и процессы двухобъемного пневмоамортизатора / Р.Н. Хамитов. // Вестник Сибирского государственного аэрокосмиче-

- ского университета им. Академика М.Ф. Решетнева. – 2010. – № 1(27). – С. 105-109.
100. Хамитов, Р.Н. Пневматический упругий элемент встречного действия / Р.Н. Хамитов. // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 2. – С. 19-22.
101. Хамитов, Р.Н. Системы амортизации крупногабаритных объектов с активными упругими и демпфирующими элементами / Р.Н. Хамитов, Г.С. Аверьянов. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. – 124 с.
102. Хамитов, Р.Н. Режимы работы двухобъемного пневмоамортизатора с повышенным демпфированием / Р.Н. Хамитов, Г.Г. Аверьянов, А.А. Перчун. // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. Академика М.Ф. Решетнева. – 2012. – № 1(41). – С. 104-109.
103. Циглер, Г. Экстремальные принципы термодинамики необратимых процессов и механики сплошной среды / Г. Циглер. – М.: Мир, 1966. – 135 с.
104. Чумаков, Д.А. История развития систем подрессоривания АТС. – URL: http://www.vstu.ru/files/portfolio/11111/referat_po_filosofii_rabochaya_versiya_.pdf (дата обращения: 24.10.2016).
105. Яблонский, А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – М.: Высш. шк., 1975. – 248 с.
106. Korneev, S.A. Gas-dynamic processes mathematical modeling in pneumatic components with air damping/ S.A. Korneev, V.S. Korneev, E.V. Klimentiev. // Procedia Engineering № 113 – Elsevier Ltd, 2015. – P 276–281.

ПРИЛОЖЕНИЕ.

**КОНСТРУКЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА
ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
И ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ
С ВОЗДУШНЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ**

В данном приложении содержится техническое предложение по использованию экспериментального стенда, предназначенного для определения не только упругодемпфирующих характеристик пневмоэлементов (с резинокордной оболочкой рукавного типа), но основных термодинамических параметров, таких как температура (совместно с давлением) газа и температура стенок пневмоэлемента на разных режимах его работы. Результаты подобного рода экспериментальных исследований важны для разработки математической модели пневматических элементов с учётом условий протекания реальных процессов теплообмена с окружающей средой. Всё это позволит получить более достоверные данные о термодинамических параметрах пневматических элементов с воздушным демпфированием и области их практического применения.

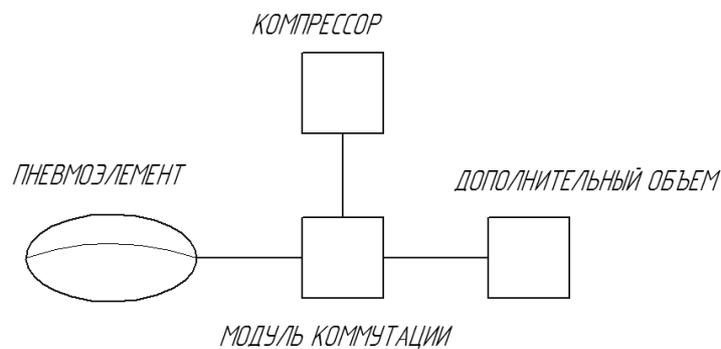


Рис. П. 1. Компоновка экспериментального стенда

Конструкция предлагаемого экспериментального стенда состоит из пневматического элемента, дополнительного объёма (резервуара), компрессора и модуля коммутации (рис. П. 1). Компрессор служит для закачивания в систему требуемой массы газа (воздуха), а также для поддержания заданного давления в пневмоэлементе на определённых режимах испытаний, связанных, главным образом, с определением зависимости рабочего объёма от координаты, характеризующей перемещение пневмоэлемента, и величины силы сопротивления, возникающей при перекачивании резинокордной оболочки рукавного типа по металлической арматуре (наружная и внутренняя металлоарматура представляет собой направляющие в виде обечайки и плунжера соответственно). Модуль коммутации (блок управления) предназначен для обеспечения работы пневмоэлемента в режиме пневмопружины или пневмоамортизатора по заданному закону управления клапанным

устройством, сообщающим (разобщающим) рабочий объём пневмоэлемента с дополнительным объёмом. Подключение дополнительного объема выполняется через систему рукавов высокого давления. Распределительная система и управляющая аппаратура имеют достаточно большое поперечное сечение (наибольшее из всех возможных вариантов) и малую длину, чтобы свести к минимуму гидравлическое сопротивление перетеканию воздуха из рабочего объёма в дополнительный объём, и обратно. Благодаря этому почти полностью исключаются нежелательные эффекты от дросселирования рабочей среды.

Экспериментальный стенд интегрирован в сервогидравлическую испытательную машину серии 8805 фирмы Instron, встроенными датчиками которой автоматически фиксируются и передаются для записи на компьютер величины усилия и перемещения пневмоэлемента. Датчик нагрузки Dynacell со встроенным акселерометром компенсирует инерционную нагрузку, вызванную тяжелыми захватами и приспособлениями, с относительной погрешностью измерения 0.5%. Погрешность датчика перемещения составляет 0.02 мм. Программное обеспечение Bluehill 3, WaveMatrix сервогидравлической машины Instron позволяет проводить квазистатические и динамические испытания практически по любой методике с управлением по нагрузке (до 100 кН) и перемещению (до 150 мм).

Схема пневматического элемента с резинокордной оболочкой (РКО) модели Н-609 представлена на рис. П. 2, его графическая 3D модель с элементами крепления к рабочему столу сервогидравлической испытательной машины фирмы Instron – на рис. П. 3, а общий вид – на рис. П. 4. Датчик давления (рис. П. 2) марки DMP 331i (диапазон измерения от 0...0,4 до 0..40 бар, погрешность 0,1% диапазона измерения, температура измеряемой среды от минус 40 до плюс 125°C) предназначен для измерения давления в рабочем объёме пневмоэлемента. Три датчика температуры (рис. П. 2) (термопреобразователи сопротивления серии ТС-1388/6-2 марки Pt100, диапазон рабочих температур от минус 30 до плюс 200°C, время реакции – до 4 с) позволяют измерять температуру газа в верхней и нижней частях рабочего объёма пневмоэлемента, а также температуру его стенки для оценки величины коэффициента теплообмена пневмоэлемента с окружающей средой.

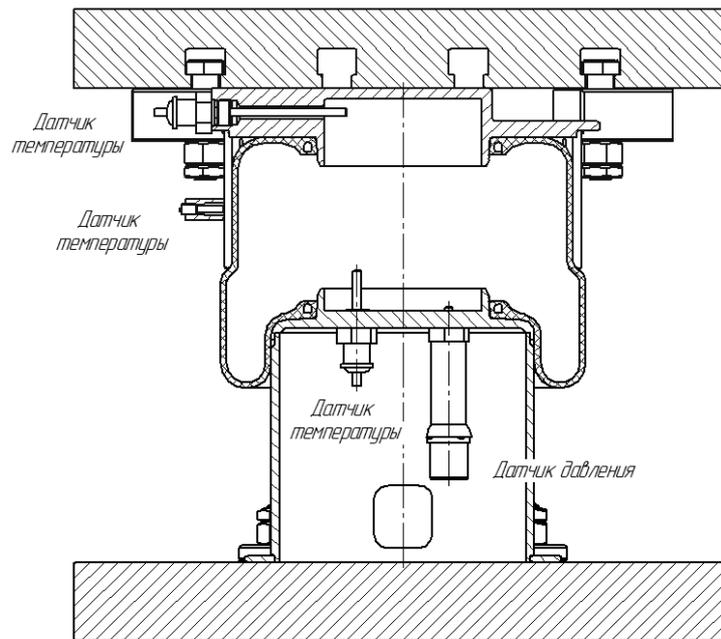


Рис. П. 2. Схема пневматического элемента с РКО модели Н-609

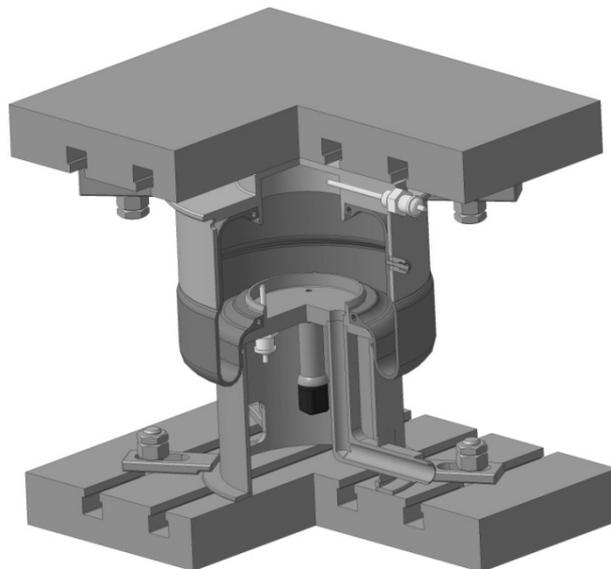


Рис. П. 3. Графическая 3D модель пневмоэлемента



Рис. П. 4. Общий вид пневмоэлемента

Дополнительный резервуар (рис. П. 5) с регулируемым объемом (от 1.4 до 14 литров) предназначен для изменения величины общего объема газа при работе пневмоэлемента в режиме пневмопружины, а при работе пневмоэлемента в режиме пневмоамортизатора – для обеспечения эффекта воздушного демпфирования за счёт смешения газов в рабочем и дополнительном объемах при открытии клапана в заданных положениях пневмоэлемента, определяемых назначенным алгоритмом управления.

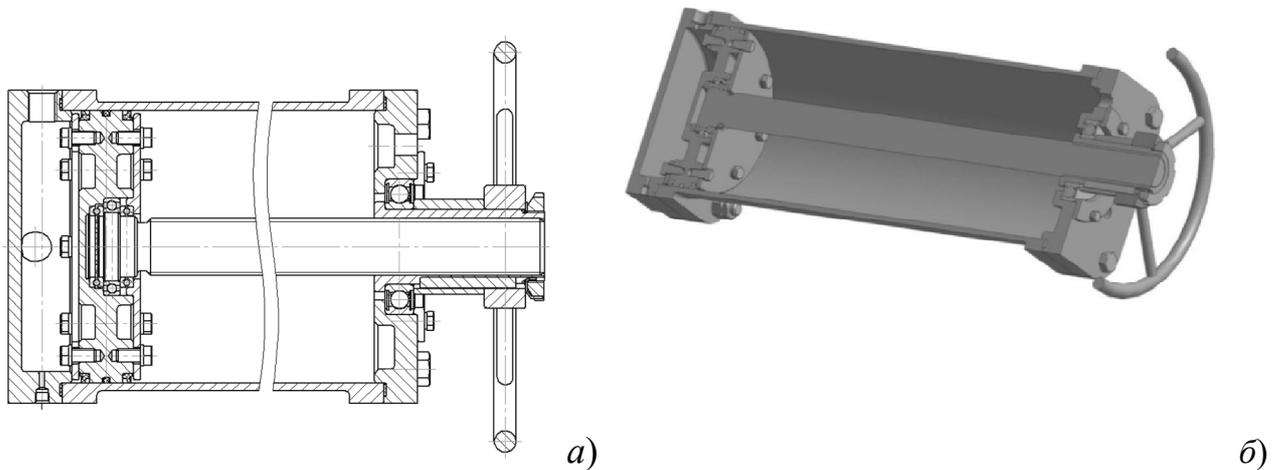


Рис. П. 5. Дополнительный резервуар с регулируемым объемом:

a – общая схема; *б* – 3D модель

Предлагаемый экспериментальный стенд позволяет определять упруго-демпфирующие характеристики пневматических элементов, работающих в режимах пневмопружины и пневмоамортизатора с воздушным демпфированием, а также устанавливать характер изменения основных термодинамических параметров, влияющих на работоспособность и целостность пневматического элемента.