

Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины  
Национальный технический университет Украины “КПИ”

На правах рукописи

УДК 622.673.4:621.625

Васильев Владимир Иванович

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ  
ПАРАМЕТРОВ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНЫХ  
ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК**

Специальность 05.02.09 – динамика и прочность машин

Диссертация на соискание научной степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель –  
доктор технических наук,  
профессор В. М. Чермалых

Киев - 2012

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	6
1. Аналитический обзор систем предохранительного и рабочего торможения. Постановка задач исследований .....	14
1.1. Системы торможения и их функции в технологических циклах подъема. . . . .....	14
1.2. Классификация систем предохранительного торможения и критерии их применения .....	15
1.3. Разомкнутые системы предохранительного торможения шахтных подъемных установок. ....	21
1.4. Замкнутые системы предохранительного торможения шахтных подъемных установок .....	25
1.4.1. Системы избирательного двухступенчатого предохранительного торможения для шахтных подъемных установок. ....	25
1.4.2. Системы АРПТ по замедлению .....	30
1.5. Выводы. ....	46
1.6. Постановка задач исследования. ....	48
2. Выбор математической модели для исследования динамики подъемной установки в режиме предохранительного торможения .....	49
2.1. Методы исследований динамических режимов подъемных установок при предохранительном торможении. ....	49
2.2. Описание динамики неуравновешенной подъемной установки на основе уравнений Лагранжа. ....	52
2.3. Описание динамики неуравновешенной подъемной установки методом структурного моделирования с применением граничных упругих связей. ....	62
2.4. Сравнительный анализ основных методов математического описания динамики подъемной установки. ....	69
2.5. Исследование переходных процессов в системе управления приводом тормоза. ....	71

2.5.1. Моделирование упругой части уравновешенной подъемной установки в режиме предохранительного торможения . . . . .	71
2.5.2. Разработка эквивалентной модели упругой части подъемной установки . . . . .	84
2.5.3. Синтез корректирующего устройства для компенсации инерционности упругой части системы подъемной установки . . . . .	87
2.5.4. Моделирование работы тормозной системы подъемной установки в режиме предохранительного торможения . . . . .	90
2.5.5. Синтез линеаризованной модели тормозной системы подъемной установки с компенсацией петлевой инерционной нелинейности . . . . .	94
2.6. Выводы. . . . .	97
3. Цифровое моделирование режимов предохранительного торможения . . . . .	98
3.1. Выбор методов аппроксимации и программирования при цифровом моделировании переходных режимов на основе z-преобразования. . . . .	98
3.1.1. Сравнительные характеристики методов аппроксимации на основе z-преобразования при переходе от непрерывной к цифровой модели. . . . .	98
3.1.2. Сравнительный анализ методов прямого и параллельного программирования при цифровом моделировании переходных режимов на основе z-форм. . . . .	103
3.1.3. Цифровое моделирование переходных режимов упругой части системы подъема . . . . .	108
3.2. Влияние соотношений основных параметров подъемной установки на частоты и амплитуды механических колебаний . . . . .	113
3.3. Определение рациональных управляющих воздействий в разомкнутых системах предохранительного торможения. . . . .	116
3.4. Формирование рациональных управляющих воздействий для улучшения динамических режимов процесса торможения подъемной установки . . . . .	122
3.4.1. Разработка самонастраивающейся системы рационального управления предохранительным тормозом . . . . .	122

3.4.2. Практическое применение и метод настройки ЗУ-2 на формирование рациональных по динамичности переходных режимов предохранительного торможения . . . . .	124
3.5. Компьютерное моделирование переходных режимов предохранительного тормоза . . . . .	128
3.6. Компьютерное моделирование тормозного устройства с петлевой инерционной нелинейностью. . . . .	130
3.7. Компьютерное моделирование переходных характеристик замкнутой системы предохранительного торможения. . . . .	133
3.5. Выводы. . . . .	138
4. Системы автоматически регулируемого предохранительного торможения шахтных подъемных установок . . . . .	139
4.1. Исследования и совершенствование систем АРПТ с электроклапанным исполнительным механизмом одностороннего действия . . . . .	139
4.2. Совершенствование систем предохранительного торможения по критерию минимальных динамических нагрузок. . . . .	150
4.2.1. Исследование системы АРПТ с электромеханическим регулятором давления на аналоговых электронных моделях. . . . .	150
4.2.2. Исследования естественных нелинейностей статических характеристик тормозной системы подъемной установки и их компенсация в системах АРПТ с электромеханическим регулятором давления. . . . .	159
4.3. Современные тенденции развития встроенных систем управления электромеханическими приводами. . . . .	162
4.4. Выводы. . . . .	165
5. Экспериментальные исследования режимов предохранительного торможения . . . . .	166
5.1. Лабораторные исследования. . . . .	166
5.2. Промышленные испытания. . . . .	170
5.2.1. Исследования системы АРПТ в условиях промышленных испытаний подъемных установок с пружинно-пневматическим приводом тормоза . . . . .	170

5.2.2. Исследования системы АРПТ в условиях промышленных испытаний с многоступенчатым дисковым тормозом . . . . .	178
5.2.3. Исследования системы АИПТ в условиях промышленных испытаний для машин с малым коэффициентом массивности . . . . .	181
5.3. Выводы . . . . .	185
Заключение . . . . .	186
Список использованных источников . . . . .	190
Приложение А. Технические характеристики подъемных установок . . . . .	205
Приложение Б. Акт об использовании результатов кандидатской диссертационной работы. . . . .	208

## ВВЕДЕНИЕ

Шахтная подъемная установка (ШПУ) является одним из важнейших комплексов в технологическом цикле добычи полезных ископаемых. При этом большинство современных установок представляют собой сложные электромеханические комплексы, включающие упругие механические звенья, электро-, пневмо- и гидроприводы, преобразователи, средства защиты, систему управления и другое оборудование.

Система управления, защиты и контроля ШПУ должна обеспечивать ее эксплуатацию с максимальной производительностью и безопасностью. Применение автоматических и автоматизированных систем управления позволяет повысить эффективность использования ШПУ, повысить надежность и долговечность электромеханического оборудования. Долговечность работы узлов ШПУ зависит от качества работы подъемной установки во всех режимах эксплуатации, от правильности настройки систем приводов двигательного и тормозного режимов. Некоторые технологические циклы подъемной установки накладывают ограничения по безопасности, быстрдействию и динамичности. Это особенно касается работы установки в аварийных режимах и, в частности, в режиме предохранительного торможения, которые регламентируются Правилами безопасности. Применение простых систем предохранительного торможения не всегда позволяют обеспечить необходимый уровень безопасности работы подъемной установки, а возникающие при этом динамические перегрузки повышают износ оборудования, ухудшают эксплуатационные характеристики. Возникновение таких перегрузок опасно для многоканатных ШПУ глубоких шахт и наклонных ШПУ. Например, для многоканатных установок динамические перегрузки могут вызывать аварийные проскальзывания канатов относительно шкива трения (барабана подъемной машины), а на наклонных ШПУ динамические перегрузки при подъеме груза могут вызвать опасное набегание вагонеток на канат. При этом динамические перегрузки могут возникать как при взаимодействии тормозного усилия и колебаний в упругой части системы

подъема в начальной стадии торможения, так и в конце торможения, при достижении нулевой скорости. Это объясняется также наличием нелинейных и инерционных звеньев в тормозной системе подъемной установки.

Особенностью современных подъемных установок является постоянное совершенствование их эксплуатационных характеристик, таких как грузоподъемность, скорость и глубина подъема, снижение материалоемкости оборудования за счет повышения эффективности, качества работы и надежности системы управления. При этом необходимо сохранить и даже повысить уровень надежности всего подъема. Этого невозможно достичь без совершенствования параметров систем подъемных установок в аварийных режимах.

**Актуальность темы.** Теоретическое обоснование и разработка рациональных параметров предохранительного торможения подъемных установок позволяет реализовать идею создания автоматизированных технологических процессов предохранительного торможения. Этому также способствует появление новых достижений в области электронной и микропроцессорной техники, управляющих контроллеров и микро-ЭВМ.

Поставленная практическая задача не может быть решена без проработки ряда возникающих теоретических вопросов, что определяет научную актуальность проблемы.

**Связь работы с научными программами, планами, темами.** Работа проводилась в соответствии планом научно-исследовательских работ НПО “Красный металлист”: по теме “Создание комплекса аппаратуры автоматически регулируемого предохранительного торможения шахтных подъемных машин”, на основе утвержденного Минуглепромом и Минтяжмашем СССР технического задания; по теме № 4050101000–069 отраслевого тематического плана “Исследовать и разработать комплекс аппаратуры для управления регулятором давления с дифференцированным электромеханическим преобразователем, регулирующим давление в гидро- и пневмоцилиндрах тормозных приводов подъемных машин”, этап № 4050101104 “Разработать техническое задание”; в соответствии с межотраслевой программой “Создание и совершенствование

высокопроизводительных технологических комплексов центральных стволов шахт глубиной до 2000 м”

**Цель и задачи исследования.** Целью диссертационной работы является повышение эффективности, надежности и безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок путем формирования рациональных воздействий на тормозную систему, направленных на снижение динамических перегрузок ШПУ.

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- обосновать метод математического описания ШПУ как сложной электромеханической системы с элементами разной физической природы, возможностью использования модели для анализа существующих систем и синтеза новых с заданными динамическими параметрами.

- разработать обобщенную математическую модель динамики ШПУ при предохранительном торможении одностороннего действия, учитывающей влияние холостого хода тормоза, переходных процессов в упругой части ШПУ и прочие помехи, оказывающие влияние на динамику процесса.

- исследовать влияния механических вибраций и упругой части ШПУ на процесс автоматически регулируемого предохранительного торможения одностороннего и двустороннего действия, разработать рекомендации и способы повышения точности и надежности систем.

- исследовать переходные процессы в ШПУ, которые возникают при срабатывании быстродействующих тормозных дисковых модулей, определить их параметры: квантование измерения замедления, время и способы наложения очередных модулей для обеспечения заданной точности замедления в процессе автоматически регулируемого предохранительного торможения (АРПТ) одностороннего действия.

- исследовать переходные процессы в упругой части ШПУ при рабочем и предохранительном торможении и обосновать рациональные динамические параметры воздействий на тормоз двустороннего действия с целью уменьшения динамических перегрузок в ШПУ.

- исследовать свойства естественной нелинейной петлевой инерционности механического тормоза с целью найти способ рационального использования его в системах рабочего и предохранительного торможения двустороннего действия.

- определить пути и резервы совершенствования систем рабочего и предохранительного торможения ШПУ.

*Объект исследований* – динамические процессы в системе шахтной подъемной установке в режимах рабочего и предохранительного торможения.

*Предмет исследований* – рациональные параметры торможения шахтной подъемной установки в процессе эксплуатации.

*Методы исследований* – графоаналитические методы математического анализа и его специальных разделов; методы математического, аналогового и цифрового моделирования; численные методы вычислений, методы теории автоматического управления, экспериментальных исследований в лабораторных и промышленных условиях.

**Научное значение работы.** Основные результаты работы являются новыми.

*Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается*

- в теоретических исследованиях – применением корректных допущений и апробированных методов прикладной динамики горных машин, теории автоматического управления, математического, аналогового и цифрового моделирования, программирования;

- в экспериментальных исследованиях – проведением в лабораторных и промышленных условиях с применением современной измерительной аппаратуры и апробированных методик, которые отвечают требованиям точности и математической статистики;

- удовлетворительной для практики сходимостью теоретических и экспериментальных результатов, при которой расхождение не превышает 18%;

- в эффективности разработанных технических устройств, которые прошли промышленные испытания и внедрены в серийное производство.

**Научная новизна полученных результатов** состоит в том, что:

1) *разработана* математическая модель замкнутой системы предохранительного торможения ШПУ, с помощью которой проанализированы параметры существующих систем предохранительного и рабочего торможения ШПУ и синтезированы новые системы с желаемыми динамическими параметрами. Сравнительный анализ модели с реальной ШПУ показал, что погрешность по амплитуде, частоте, фазе, степени затухания колебаний составляет не более 18%;

2) *впервые установлена и экспериментально подтверждена закономерность*, что в системах автоматически регулируемого предохранительного торможения ШПУ одностороннего действия по заданному замедлению обеспечивается снижение влияния механических вибраций и высокочастотных помех регулированием тормозного момента в функции заданной скорости, которая учитывает холостой ход тормоза и формируется путем непрерывных переключений двух линейных законов скорости: нарастания с ускорением не ниже ускорения свободного выбега и снижения по заданному замедлению предохранительного торможения;

3) *установлено и экспериментально подтверждено*, что в системах автоматически регулируемого предохранительного торможения одностороннего действия по заданному замедлению обеспечивается снижение влияния амплитуд упругих сил в канатах регулированием тормозного момента в функции заданной скорости, которая формируется путем непрерывного переключения двух линейных законов: нарастания с ускорением не ниже ускорения свободного выбега и снижения по заданному замедлению предохранительного торможения;

4) с учетом нелинейных свойств систем предохранительного торможения одностороннего действия, *установлено*, что введение зоны нечувствительности в закон управления тормозом уменьшает погрешность, внесенную амплитудами упругих сил продольных колебаний канатов, не менее чем на 5%;

5) *впервые* с учетом параметров упругой части ШПУ на основной частоте (амплитуда, фаза, коэффициент демпфирования, установившееся значение)

*установлена закономерность, что воздействие на тормоз по закону, ограничивающему замедление и рывок подавляет колебательные перераспределения энергии в упругой части подъема, повышает быстродействие и безопасность торможения. Обоснован принцип и методика разомкнутой адаптивной системы предохранительного торможения;*

*б) с учетом свойств быстродействующих дисковых тормозов найдена закономерность и установлены соотношения между временными параметрами: измерения замедления, квантование измерений, срабатывание тормозов и заданной точностью замедления. В частности, для ШПУ ЦШ4-4Д, которая оборудована восемью модулями ступенчатого дискового тормоза точность замедления до 20% обеспечивается контролем замедления по окончании переходного процесса от предшествующей ступени и принятом времени квантования, не менее 0.64 с;*

*7) впервые найдена закономерность между естественной нелинейной петлевой инерционной характеристикой механического тормоза и законом воздействия на него и разработан способ дискретного управления тормозом, с целью линеаризации его естественной характеристики.*

### **Практическое значение полученных результатов**

- определены параметры систем ШПУ, которые оказывают влияние на динамику процесса торможения и долговечность оборудования;

- обоснованы и внедрены способы повышения точности поддержки заданного замедления системами предохранительного торможения ШПУ одностороннего действия путем повышения помехоустойчивости от высокочастотных вибраций и низкочастотных колебаний упругой части ШПУ;

- обоснован принцип и методика создания адаптивной системы предохранительного торможения ШПУ двустороннего действия, который предотвращает динамические перегрузки в упругой части ШПУ;

- разработан способ дискретной линеаризации петлевой инерционной характеристики механического тормоза с целью рационального управления им в системах рабочего и предохранительного торможения двустороннего действия;

- разработаны практические рекомендации для использования при разработке и внедрении в серийное производство систем АРПТ и автоматически избирательного предохранительного торможения (АИПТ).

Результаты диссертационной работы использованы автором при разработке, испытаниях и внедрении в серийное производство систем АРПТ, которые прошли испытания с ШПУ производства ПО Донецкгормаш: на одноконцевой наклонной ШПУ 1-3-2У шахты “Бутовка-Донецкая” ПО Донецкуголь; на многоканатных ШПУ с двумя типами тормозных систем: ЦШ4-4Д с многомодульным дисковым тормозом на шахтоуправлении им. 9-й Пятилетки ПО Советскуголь и ЦШ4-4РП с радиальным тормозом на шахте “Северопесчанская” Богословского рудоуправления ПО Уралруда (Россия); проходческой машине Никельского участка ШСУ-1 треста “Кривбасшахтопроходка” ГМК “Печенганикель” (Россия); АИПТ на вертикальном подъеме МПБ 3,15-1,6-1,6 шахты “Родина” ПО Первомайскуголь. Система АРПТ внедрена также на одноконцевой ШПУ МПУ-5-2Д производства НКМЗ на шахте “Свердловская” ПО Свердловскантрацит. Результаты диссертационной работы использованы при разработке технического задания на комплекс КРТ с регулятором высокого давления РДУЗ-3.

**Апробация результатов диссертации.** Основные положения диссертационной работы докладывались, обсуждались и получили одобрение на:

- I-й конференции молодых ученых и специалистов института “Гипроуглеавтоматизация” с участием других организаций ВПО Союзуглеавтоматика “Научно-техническое творчество молодежи – прогрессу в автоматизации угольной промышленности”, г. Москва, 5.02.1981 г.;

- I-й городской научно-технической конференции молодых ученых и специалистов “Молодые ученые – научно-техническому прогрессу в области создания электрооборудования для горной промышленности”, г. Донецк, 25-26.05.1983 г.;

- Всесоюзном научно-техническом совещании “Состояние и прогрессивные методы повышения надежности, долговечности горно-шахтного оборудования в угольной промышленности”, г. Донецк, 18-20.09.1990 г.;

- Научно-технической конференции преподавателей, сотрудников, аспирантов и студентов физико-технического факультета Сумского государственного университета, г. Сумы, 15-26.04.2002 г.;

- 8-й Международной научной конференции “Теория и техника передачи, приема и обработки информации” (Интегрированные информационные системы, сети и технологии “ИИСТ-2002”), ХНУРЭ, г. Харьков, 17-19.09.2002 г.;

- Международной научно-практической конференции “Форум горняков-2010”, Национальный горный университет, г. Днепропетровск, 21-23.10.2010 г.

- Международной научно-технической конференции “Радиотехнические поля, сигналы, аппараты и системы (теория, практика, история, образование) РТПСАС’2012”, НТУУ “КПИ”, г. Киев, 22-29.02.2012 г.

Работа рассмотрена на кафедре автоматизации управления электротехническими комплексами Национального технического университета Украины “КПИ” с приглашением ведущих ученых кафедры динамики, прочности машин и сопротивления материалов НТУУ “КПИ” и кафедре общей механики и динамики машин Сумского государственного университета.

**Публикации.** По результатам проведенных исследований опубликовано 20 печатных работ, в том числе 8 публикаций в ведущих специализированных изданиях включенных в перечень ВАК Украины, 3 статьи в ведущих научно-технических отраслевых изданиях, 5 авторские свидетельства на изобретения и 4 - тезисы докладов на международных и украинских научно-технических конференциях.

# 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР СИСТЕМ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО И РАБОЧЕГО ТОРМОЖЕНИЯ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ

## 1.1. Системы торможения и их функции в технологических циклах подъема

Современные тормозные устройства шахтных подъемных установок включают системы механического и электрического торможения. В процессе нормальной работы, как правило, используется электрическое торможение, которое особенно эффективно на установках, оборудованных регулируемым электроприводом переменного и постоянного тока. Однако в некоторых случаях, например, при использовании систем асинхронного электропривода с фазным ротором используется механический тормоз.

Основная функция механического тормоза на всех подъемных установках – это обеспечение безопасной эксплуатации: 1) фиксация подвижных элементов установки во время пауз при работе; 2) управление скоростью движения в тех случаях, когда для этого требуются тормозные моменты (усилия); 3) остановка подъемной установки на возможно коротком пути при нарушении нормального режима работы. Из перечисленных функций первые две относятся к рабочему торможению, третья – к предохранительному.

В качестве механического тормоза, как правило, используется фрикционный тормоз колодочного или дискового типа. Принцип действия этих тормозов одинаковый, но лучшими динамическими свойствами обладают системы дисковых тормозов. Особенностью всех фрикционных систем торможения является подверженность износу, и т. к. поглощаемая во время торможения энергия рассеивается в виде тепла, то это ухудшает к. п. д. подъема.

## 1.2. Классификация систем предохранительного торможения и критерии их применения

Тормозные устройства ШПУ в соответствии с правилами безопасности [1] и правилами технической эксплуатации шахт [2] должны создавать такие тормозные усилия (моменты), которые обеспечивают допустимые замедления и имеют определенные запасы на случай аварийных режимов. В соответствии с этим положением предохранительный тормоз должен удовлетворять следующим требованиям [3].

Для барабанных ШПУ значение тормозного усилия, с одной стороны, должно быть больше, чем требуется из условий:

- статического запаса тормозного усилия для удержания машины в состоянии покоя;
- запаса тормозного усилия для удержания системы при перестановке барабанов;
- запаса тормозного усилия для удержания груженого сосуда при обрыве порожнего каната;
- предотвращения недопустимого замедления при спуске груза.

С другой стороны, его значение должно быть меньше, чем предельно допустимое из условий не превышения предельного замедления при подъеме груза во избежание набегания сосуда (вагонетки) на канат.

Для ШПУ со шкивами трения тормозное усилие должно быть также меньше, чем предельно допустимое по условиям предупреждения скольжения канатов при подъеме или спуске груза, при перегоне порожних сосудов.

Если значения требуемого тормозного усилия по всем условиям, ограничивающим тормозное усилие сверху, больше, чем значения, ограничивающие его снизу, то значение тормозного усилия должно находиться в промежутке между ограничениями сверху и снизу, т. е. обеспечивать предохранительное торможение простейшей разомкнутой одноступенчатой системой торможения.

Однако для многих современных подъемных установок указанное условие не выполняется, т. е. тормозное усилие должно быть с одной стороны, больше максимальных значений, а с другой – меньше минимально требуемых значений. Очевидно, что одновременно эти условия не выполнимы. Поэтому возникает необходимость применения адаптивных систем предохранительного торможения, которые позволяли бы в зависимости от конкретного режима работы ШПУ при каждом предохранительном торможении оценивать, какие из этих условий нужно учитывать, чтобы сформировать соответствующее тормозное усилие. В этом случае возникает дополнительное требование, заключающееся в том, чтобы замедление при предохранительном торможении не выходило за верхний или нижний допустимый уровень (например,  $a_{max}=5.0 \text{ м/с}^2$ ,  $a_{min}=1.5 \text{ м/с}^2$ ). Это условие не может быть реализовано одной ступенью торможения, и требует выполнения его по частям. Таким образом, возникает необходимость перехода к системам регулируемого предохранительного торможения. При этом, требования к необходимой кратности значения тормозного усилия зависят от коэффициента массивности конкретной ШПУ.

Для удовлетворения приведенных выше условий система управления тормозом не может быть одноступенчатой и должна иметь возможность формировать тормозное усилие в соответствии с условиями подъема. В зависимости от алгоритма различаются разомкнутые параметрические, избирательные с нелинейной обратной связью и замкнутые системы автоматического регулирования тормозного усилия.

В параметрических разомкнутых системах при срабатывании цепи защиты сначала включается I ступень на время, гарантирующее остановку ШПУ во всех режимах, включая спуск груза. После этого включается II ступень, обеспечивающая требуемый запас тормозного усилия. Такие системы называются одноступенчатыми с последующим наложением второй ступени. Эти системы обеспечивают предохранительное торможение и требуемую кратность запаса тормозного усилия для надежной фиксации ШПУ после остановки, но не позволяют увеличить тормозное усилие в пределах имеющегося запаса в случае

аномального увеличения нагрузки или при отказе элементов тормоза. Другим вариантом параметрических систем являются устройства двухступенчатого торможения с заданной выдержкой времени между ступенями. В таких системах вначале включается I ступень, по величине гарантирующая остановку ШПУ в режиме подъема груза, затем включается II ступень. В этом случае среднее замедление при спуске груза возрастает, но система также не обеспечивает при необходимости увеличения тормозного усилия. При применении двухступенчатых систем предохранительного торможения появляется новое условие [4], заключающееся в ограничении значения действительного замедления на уровне допустимого  $a_{max}$  при переключениях с первой ступени на вторую. С точки зрения теории автоматического управления параметрические системы относятся к разомкнутым системам, не контролирующим выходную переменную – замедление.

Системы избирательного торможения оснащаются датчиками, определяющими режим работы подъемной установки (подъем или спуск), и в зависимости от этого формируют величину первой ступени торможения. В этом случае в режиме спуска процесс торможения более эффективен, чем в параметрических системах. С точки зрения теории автоматического управления такие системы могут быть отнесены к системам с регулированием по возмущающему воздействию, поскольку выходная переменная – замедление не контролируется, а та обратная связь, что имеется, является косвенной, нелинейной и действующей по времени в определенный период работы ШПУ. Таким образом, эти системы не способны, в случае необходимости, подрегулировать тормозное усилие.

Замкнутые системы автоматически регулируемого предохранительного торможения оснащены датчиком замедления, который непрерывно контролирует регулируемую переменную и, если заданное замедление является постоянной величиной, то система становится стабилизирующей и значение тормозного усилия первой ступени у таких систем формируется в зависимости от величины и

знака статической нагрузки. Величина заданного замедления выбирается в диапазоне:  $a_{max} \geq a \geq a_{min}$

При этом кратность тормозного усилия  $n_m$  минимальна при подъеме максимального груза. При уменьшении нагрузки или переходе к спуску груза (изменение знака статической нагрузки), тормозное усилие первой ступени автоматически увеличивается. Система реагирует на изменение коэффициента трения тормозных колодок. С точки зрения теории автоматического управления такие системы могут быть отнесены к замкнутым системам с постоянным контролем в процессе работы выходной переменной – замедления. А их линейность определяется линейностью характеристики исполнительного привода.

Для предохранительного торможения могут применяться и комбинированные системы, сочетающие указанные выше принципы.

Выбор принципа регулирования замедления определяется условиями подъема. Например, при коэффициенте массивности механической системы  $\mu=0,5$  и кратности тормозных усилий I и II ступени соответственно  $n_{mI}=1,8$  и  $n_{mII}=3,3$ , практически может обеспечить необходимую безопасность работы только замкнутая система регулирования. В ряде случаев оказывается невозможным уложиться в рамки допустимых замедлений при двухступенчатом торможении, и возникает необходимость в увеличении числа ступеней торможения, что эффективно может обеспечить только замкнутая система. Анализ парка подъемных установок показывает, что на практике встречаются ШПУ, для которых значения коэффициента массивности  $\mu$  изменяются в широких пределах. Особенно сложно это положение для одноконцевых проходческих ШПУ, для которых значения коэффициента массивности могут приближаться к минимально допустимому значению:  $\mu=0,2$  [5].

Увеличение грузоподъемности ШПУ и переход к безредукторным электроприводам имеет тенденцию к снижению коэффициента массивности  $\mu$ , что приводит к увеличению ускорения свободного выбега  $a_{св.ном}$ . Это делает необходимым переход от простейших систем к более совершенным сложным, с регулированием тормозного усилия. Альтернативой является искусственное

завышение коэффициента массивности путем оборудования дополнительными маховиками или применения двигателей с завышенными маховыми массами. Однако такое решение ведет к увеличению металлоемкости, повышению расхода энергии (снижению к. п. д.), что не может быть признано правильным в условиях перехода к энергосберегающим технологиям. К этому можно добавить также то, что развитие шахтного подъема во всем мире идет в направлении перехода к регулируемому торможению.

В настоящее время, наряду с вертикальными подъемными установками, используются также наклонные подъемные установок. В работе [6] проведен анализ необходимости применения систем автоматически регулируемого предохранительного торможения и сделано заключение, что при угле наклона ствола менее 20 градусов практически невозможно обойтись без таких систем.

Шахтные подъемные установки со шкивами трения предъявляют к процессу предохранительного торможения следующие требования:

- замедления, создаваемые тормозом, не должны превосходить допустимые по условиям предотвращения скольжения канатов по шкиву трения. При этом кратность тормозных усилий определяется отдельно для режимов спуска и подъема максимального груза и перегона порожних сосудов. По принятым в нашей стране и странах СНГ нормам допустимое по условиям нескольжения замедление принимается равным 0,8 от критического замедления.

Величина критического замедления, превышение которого вызовет скольжение канатов, определяется при торможении в режиме спуска груза.

Исследования, проведенные на подъемных установках со шкивами трения показали, что:

- обеспечить необходимую безопасность одноступенчатым торможением сложнее, чем на барабанных ШПУ из-за снижения допустимых значений замедления;
- самым тяжелым режимом в части возникновения скольжения является режим спуска груза, но даже для правильно рассчитанных по этому режиму

подъемных установок, скольжение может возникнуть в режиме перегона сосудов, и вероятность этого тем больше, чем ниже коэффициент массивности;

- для предупреждения скольжения необходимо снижать тормозные усилия, но этого нельзя делать в режиме спуска груза из-за необходимости обеспечивать минимальные допустимые замедления.

Перечисленные выше факты показывают, что для подъемных установок со шкивами трения во многих случаях необходимы системы автоматически регулируемого торможения.

Таким образом, для многих типов и условий работы подъемных установок обеспечение безопасного торможения не возможно с применением одноступенчатых систем и необходимо применение более сложных систем автоматически регулируемого предохранительного торможения (АРПТ).

Изменение подхода к системам торможения потребовало уточнений нормативов безопасности к ним, в связи с чем, были разработаны “Требования безопасности к системам автоматически регулируемого предохранительного торможения барабанных подъемных машин“, которые распространяются на вновь создаваемые системы АРПТ и тормозные устройства, оборудованные ими [7].

### 1.3. Разомкнутые системы предохранительного торможения шахтных подъемных установок

Регулируемые системы управления тормозом были созданы для случаев, когда одноступенчатое торможение не позволяло обеспечивать все требования предохранительного торможения.

Принцип действия системы поясняется рис. 1.1. В момент времени  $t=0$  при начальной скорости подъема  $v_{ном}$  срабатывает цепь защиты, двигатель отключается, начинается предохранительное торможение. По истечении времени холостого хода  $t_{хх}$  накладывается I ступень  $n_{mI}$ , а через некоторое время задержки  $t_{зад}$  накладывается дополнительная II ступень  $n_{mII}$ , по величине соответствующая дополнению до полного тормозного усилия.

С учетом реального характера изменения тормозного момента, близкого к экспоненциальному, рост его происходит так, как показано пунктиром, что не меняет принципа работы системы, хотя и усложняет расчеты. Настройка системы управления тормозом в этой системе осуществляется заранее в функции одного параметра – времени и не изменяется в зависимости от направления движения и значения груза (подъем, спуск), что и определяет название системы.

При подъеме груза торможение осуществляется под действием тормозного усилия первой ступени  $n_m$  за время  $t_{осм\_под}$  (кривая  $v_{пор.}$  на рис. 1.1, б). При спуске груза (кривая  $v_{cn.}$ ) за время холостого хода тормоза ШПУ ускоряется до скорости  $v_{cn.max.}$ , затем начинает замедляться под действием I ступени торможения до скорости  $v_{cn.min.}$

После включения II ступени замедление резко возрастает, и ШПУ останавливается за суммарное время  $t_{осм\_cn.}$  В соответствии с [4] требуется, чтобы условное замедление при спуске груза при совместном действии вначале I, а затем II ступени торможения (определяемое наклоном пунктирной прямой  $v_{cn.ysl}$ ), было больше минимально допустимого по ПБ. Если это условие выполнить невозможно, то двухступенчатая параметрическая система непригодна для данной ШПУ и требуется более совершенная замкнутая система торможения.

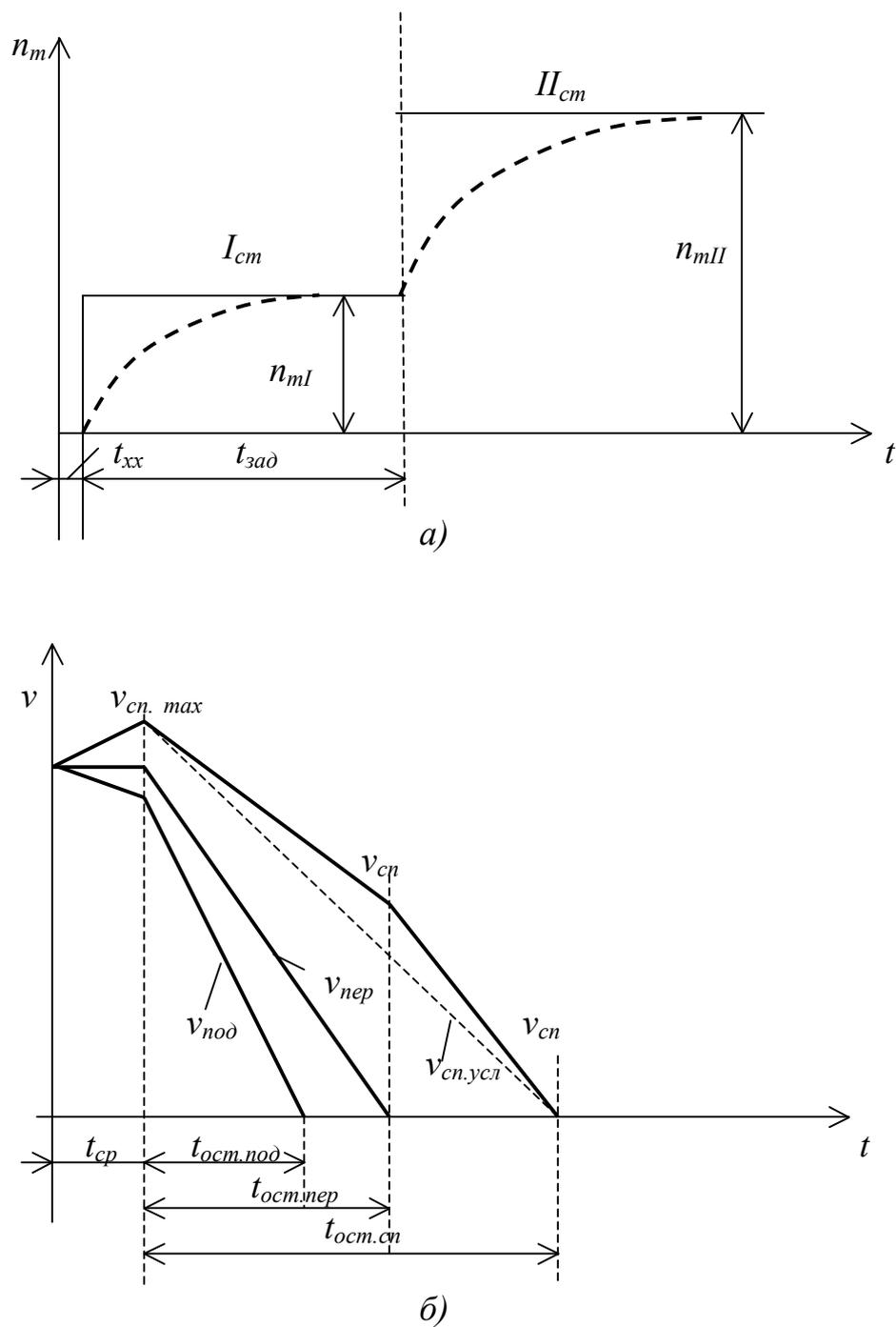


Рисунок 1.1 - Временные диаграммы изменения кратности тормозного усилия (а) и скорости при двухступенчатой разомкнутой параметрической системе управления тормозом (б)

Двухступенчатая параметрическая система обладает недостатком, который необходимо учитывать при ее наладке и эксплуатации. Суть его в следующем: если при спуске максимального груза перед предохранительным торможением происходил процесс замедления, то последующее срабатывание системы предохранительного торможения может привести к уменьшению среднего замедления (рис. 1.2). Действительно, при снижении начальной скорости (кривая 2 рис. 1.2,б в сравнении с кривой 1 на рис. 1.2,а) доля эффективного торможения II-й ступенью в режиме спуска груза уменьшится, следовательно, будет уменьшаться и среднее замедление. Еще большим будет снижение замедления при переходе к кривым 3 и 4 (особенно в случае экспоненциального нарастания тормозного момента). Этот недостаток двухступенчатых параметрических систем управления тормозом приводит к необходимости:

- увеличения запаса хода на переподъем;
- снижения до минимума допустимой скорости подхода к конечному выключателю;
- настройки ограничителя скорости так, чтобы он вынуждал машиниста снижать скорость движения до безопасной с учетом снижения фактического замедления машины.

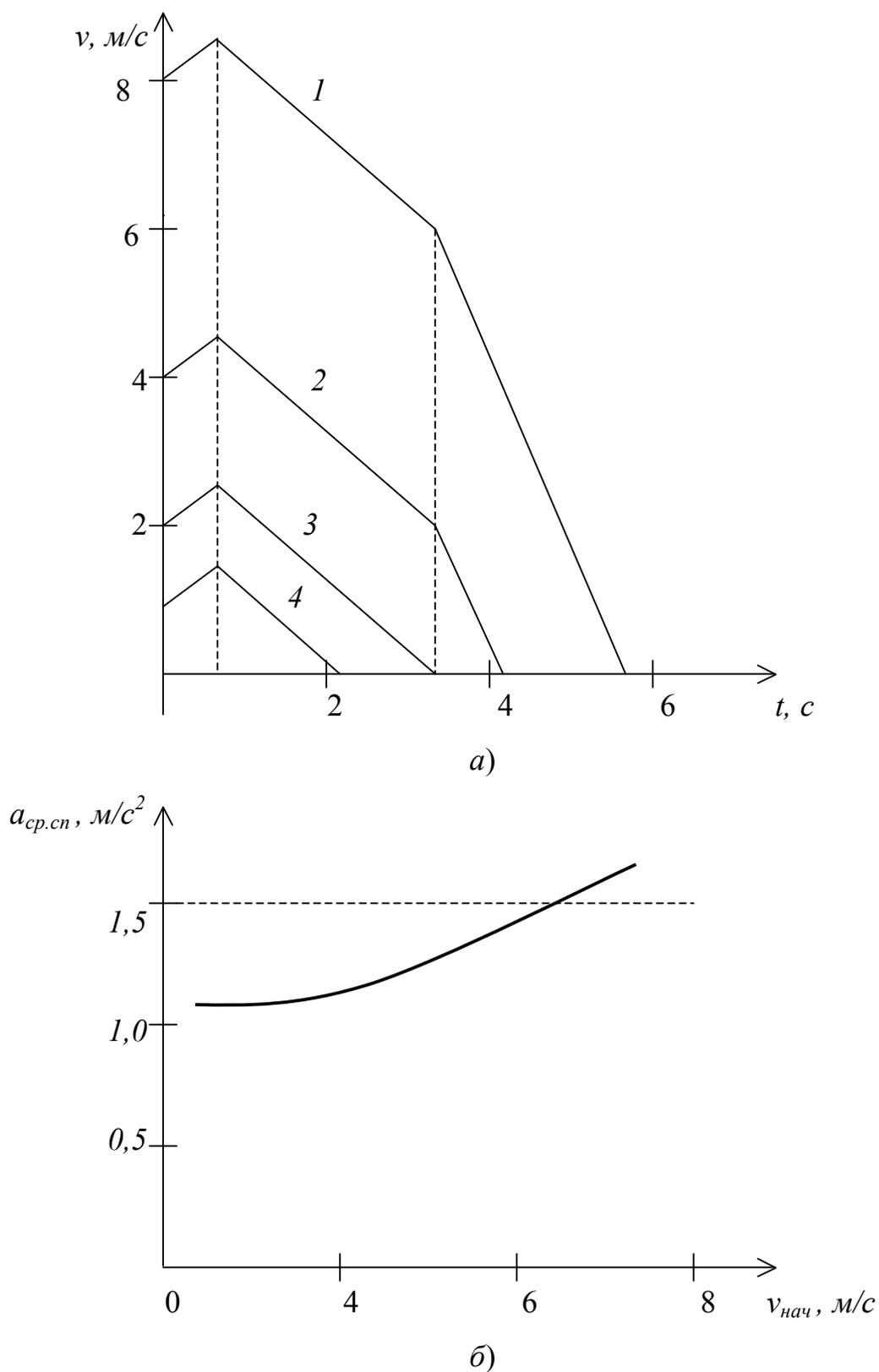


Рисунок 1.2 - Характеристики изменения скорости (а) и среднего замедления (б) в режиме спуска груза при различных начальных скоростях подъемной установки с двухступенчатой разомкнутой параметрической системой управления тормозом

## 1.4. Замкнутые системы предохранительного торможения шахтных подъемных установок

### 1.4.1. Системы избирательного двухступенчатого предохранительного торможения для шахтных подъемных установок

Данные системы также имеют две ступени торможения. Отличие от параметрических систем заключается в том, что заранее, до наступления режима торможения определяется, какую из ступеней нужно включать. Простым вариантом применения этой системы является использование ее на одноконцевой ШПУ. В этом случае датчик выбора режима торможения – это реле направления движения. Временные диаграммы изменения тормозного усилия и скорости, при избирательной двухступенчатой системе управления показаны на рис. 1.3.

В случае движения ШПУ в сторону подъема груза разрешается включение только 1 ступени. Замедление осуществляется по кривой  $v_{nod}$ . После снижения скорости до нуля тормозное усилие должно возрасти до максимального значения, для чего в системе управления тормозом должен быть датчик нулевой скорости. В случае движения ШПУ в сторону спуска груза сразу включается II ступень. Замедление осуществляется по кривой  $v_{cn}$ .

Преимуществом избирательной системы перед параметрической является то, что при спуске груза сразу действует эффективная II ступень, отсутствует ее задержка и зона неэффективного торможения под действием только первой ступени торможения. При отсутствии систем управления тормозом, четко обеспечивающих две ступени торможения, для предотвращения набегания сосуда на канат на наклонных ШПУ допускается применение модификации избирательной системы торможения со свободным выбегом при подъеме груза, т. е. торможение грузом. Тогда, при подъеме максимального груза тормоз вообще не включается, т. е.  $n_{ml} = 0$  (т. е. осуществляется задержка включения тормоза). Остановка ШПУ осуществляется в режиме свободного выбега. При достижении нулевой скорости включается полное тормозное усилие.

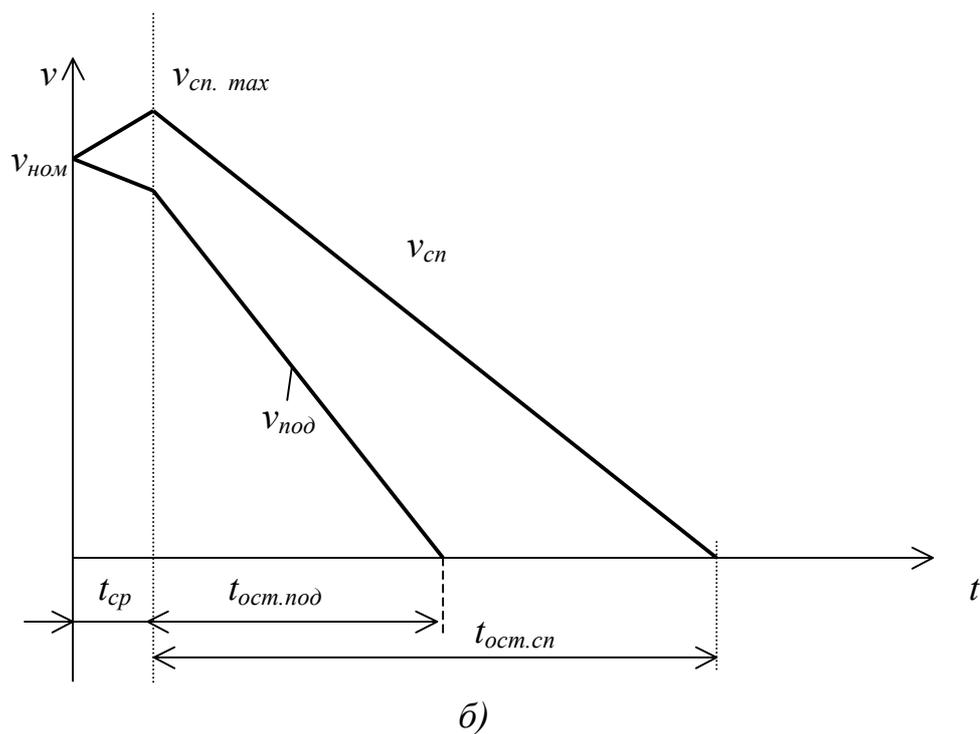
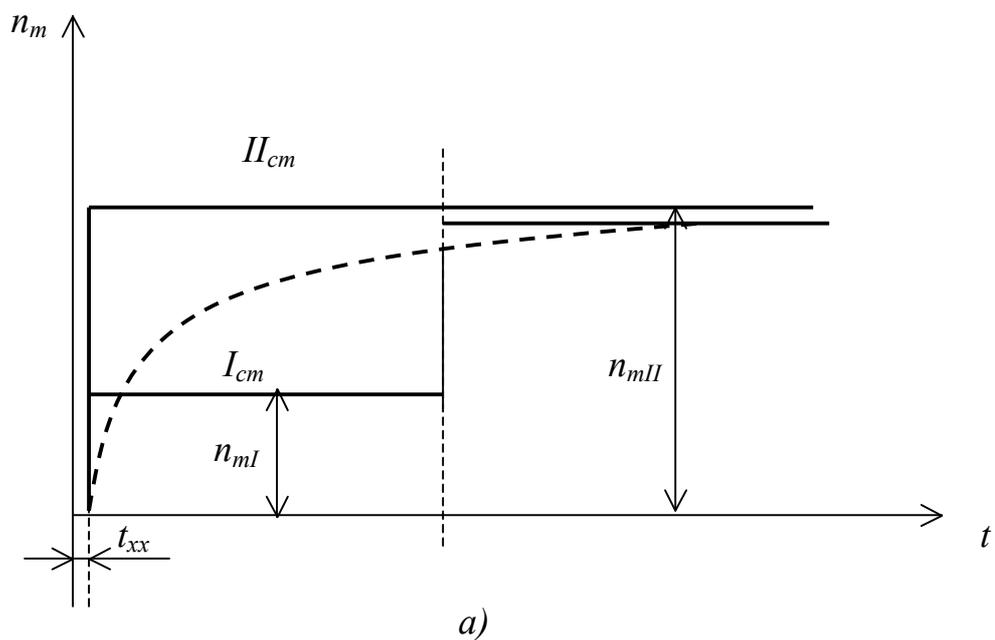


Рисунок 1.3 - Временные диаграммы изменения тормозного усилия (а) и скорости (б), при избирательной двухступенчатой системе управления тормозом

В режиме торможения при спуске груза сразу включается максимальное тормозное усилие. Однако в этом случае требуется принятие дополнительных мер, исключающих возможность переподъема при свободном выбеге и неполной загрузке сосудов.

Английская фирма *"Fullerton, Hodgart and Barclay Ltd."* разработала систему автоматического регулируемого предохранительного торможения, которая предусматривает оборудование каждого барабана тормозным механизмом, содержащим датчики для непосредственного контроля условий работы каждой ветви подъемного каната. Датчик пути контролирует длину каната, смотанного с одного барабана или навитого на другой, входной. Сигнал этого датчика используется для регулирования продолжительности нарастания и величины тормозного усилия. Датчик пути может выдавать электрический или механический сигнал, а также сочетания этих сигналов. Датчик скорости реагирует на направление движения каната и на отклонение в ту или иную сторону скорости каната относительно предусмотренной минимальной скорости. Это необходимо для надежного стопорения барабанов на уровнях приемных площадок.

Данная система управления тормозом исключает приложение ударных или чрезмерных нагрузок на элементы подъемной установки в период замедления машины. Кроме того, устраняются колебания подъемного сосуда, возникающие при слишком быстром приложении тормозов. Недостатками системы являются:

- регулирование тормозного усилия осуществляется лишь при загрузке сосуда номинальным грузом. Изменение загрузки от цикла к циклу система не учитывает;
- система применима лишь на барабанных подъемных машинах, ее принципиально невозможно использовать на машинах со шкивами трения;
- система никак не реагирует на изменение тормозного усилия при постоянном давлении в тормозном цилиндре вследствие, например, изменения коэффициента трения тормозных колодок об обод и других причин.

Для оборудования серийно выпускаемых ПО Донецкгормаш одноконцевых ШПУ с диаметром барабана до 3 м, оснащенных гидropружинным торможением, институтами “НИПКТИУглегормаш” и “Автоматуглерудпром” разработана система автоматически регулируемого предохранительного торможения избирательного действия типа СТП-1В во взрывобезопасном исполнении, что делает ее пригодной для применения в подземных условиях. Система имеет то же назначение, что и рассмотренные ранее. Ее преимущество состоит в том, что в режиме подъема груза торможение происходит не за счет поднимающегося груза, а плавно нарастающим тормозным усилием, чтобы исключить набегание подъемного сосуда на канат.

Однако система СТП-1В имеет недостаток, заключающийся в отсутствии в ней возможности дублирования устройств предохранительного торможения, что ухудшает ее надежность.

Для оснащения серийно выпускаемых ПО Донецкгормаш малых двухконцевых подъемных установок, которые с точки зрения динамики их работы, можно рассматривать, как одномассовые, была разработана аппаратура АИПТ совместно институтами “Автоматуглерудпром” НПО Красный металлист, “НИПКТИУглегормаш” ПО Донецкгормаш и Донецким политехническим институтом.

Функциональная схема системы АИПТ представлена на рис 1. 4. Она состоит из датчика скорости, расположенного на барабане подъемной машины, устройства выборки и хранения (*УВХ*) для запоминания действительной скорости в момент срабатывания цепи защиты, формирователя сигнала задержки (*ФСЗ*), устройства сравнения, электронного ключа (*ЭК*), формирователя тормозного усилия (*ФТУ*) первой ступени торможения, тормоза (*ПТ*) и компаратора минимальной скорости. В момент срабатывания цепи защиты двигатель отключается, запоминается величина действительной скорости и подъемная установка, в зависимости от режима работы, во время холостого хода тормоза начинает разгоняться или замедляться под действием статической нагрузки. Через определенное время, которое формируется специальным устройством,

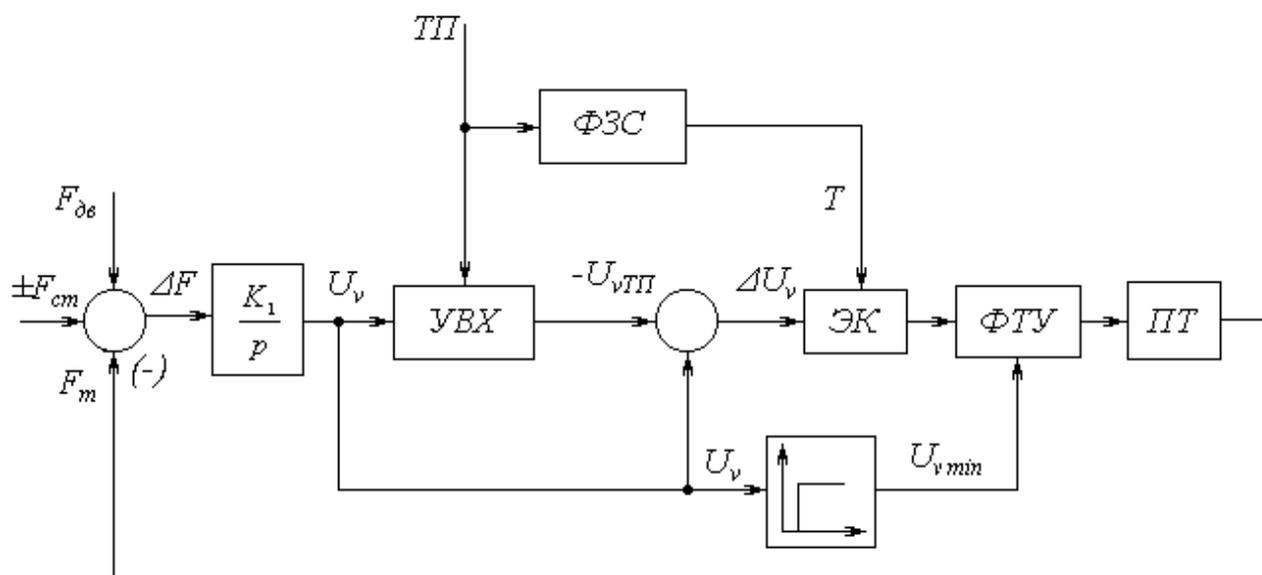


Рисунок 1.4 - Функциональная схема системы АИПТ

происходит сравнение действительной скорости с величиной скорости, зафиксированной в начале предохранительного торможения. По величине и знаку рассогласования скоростей формируется величина первой ступени тормозного усилия. Далее происходит замедление подъемной установки под действием первой ступени до достижения минимальной скорости, при которой включается вторая ступень и накладывается полное тормозное усилие.

Аппаратура АИПТ, построенная по изложенному принципу, успешно выдержала промышленные испытания на вспомогательном барабанном клетевом подъеме шахты “Родина” ПО Первомайскуголь (см. раздел 5.2.3) и рекомендована к серийному выпуску.

#### 1.4.2. Системы АРПТ по замедлению

Наиболее совершенным типом систем предохранительного торможения являются замкнутые системы автоматического регулирования [8], которые обеспечивают формирование необходимого тормозного усилия в процессе предохранительного торможения и поддерживают заданное замедление в любом режиме работы ШПУ. Эти системы универсальны и пригодны для всех типов подъемных установок.

К достоинствам замкнутых систем АРПТ следует отнести то, что они:

- обеспечивают наиболее благоприятный динамический процесс при предохранительном торможении, поскольку позволяют поддерживать замедления во всех случаях на оптимально низком, допустимом уровне, что уменьшает динамические перегрузки в канатах и трансмиссии ШПУ;
- снимают ограничения со стороны тормоза на развитие ШПУ в направлениях повышения грузоподъемности, скорости движения, снижения металлоемкости;
- автоматически компенсируют разброс коэффициентов трения тормозных колодок о тормозной обод, а при правильном резервировании и отказы отдельных элементов тормоза;

- упрощают расчеты при выборе тормозов для конкретной ШПУ, ибо, по сути, требуется только выбрать и установить максимальное значение тормозного момента и заданное замедление;
- формируют сами необходимую для торможения часть тормозного усилия в каждом случае;
- осуществляют прямое (а не косвенное, как в случае параметрических и избирательных систем) регулирование.

Перечисленные достоинства таких систем определили направление разработок в области автоматизации предохранительного торможения и внедрение их в практику шахтного подъема.

К первым системам такого типа можно отнести регулируемый тормоз типа Перри фирмы “Метрополитен-Виккарэ”. Он имел механический инерционный датчик замедления ШПУ, который воздействовал на гидравлический регулятор тормозного момента в направлении поддержания постоянного замедления при торможении.

Серийный комплекс замкнутой системы АРПТ разработан институтами “Автоматуглерудпром”, “НИПКТИуглегормаш”, ВНИИВЭ и передан в серийное производство. Он предназначен для управления приводом тормоза подъемных машин в режиме предохранительного торможения с поддержанием заданного уровня независимо от величины статической нагрузки и направления движения сосуда (спуска или подъема). Подробное описание, результаты исследований и промышленных испытаний этого комплекса приведены в разделах 4 и 5.2.

Управлением “Цветметналадка” (Россия) и Свердловским горным институтом была разработана система автоматического управления предохранительным торможением шахтных подъемных машин САУПТ, предназначенная для ШПУ, оборудованных электроприводом постоянного тока. Она обеспечивает регулирование тормозного усилия механическим тормозом на барабане подъемной машины в процессе предохранительного торможения в зависимости от величины загрузки и направления движения подъемных сосудов.

САУПТ представляет собой замкнутую по тормозному усилию релейную систему одностороннего действия, регулируемым параметром которой является тормозное усилие. Регулирование тормозного усилия осуществляется с помощью дополнительных электро- пневмоклапанов в функции сигнала рассогласования между заданным и фактическим значениями тормозного усилия. В процессе предохранительного торможения при нарастании тормозного усилия до заданного значения дополнительные клапаны перекрывают отверстия патрубков клапанов предохранительного тормоза пневмопанели тормозной системы подъемной установки, обеспечивая установление промежуточной величины давления воздуха в тормозных цилиндрах. При остановке подъемной машины дополнительные клапаны обеспечивают полный выпуск воздуха из тормозных цилиндров и положение полного тормозного момента.

Заданное значение тормозного усилия непрерывно формируется в САУПТ в процессе нормального рабочего цикла подъема-спуска в функции величины статической нагрузки на валу двигателя и с учетом ее знака.

Для обеспечения надежной работы подъемной установки в случае выхода из строя в процессе рабочего цикла какого-либо узла САУПТ в системе предусмотрены два идентичных канала управления предохранительным торможением и два канала контроля за состоянием системы. В процессе контроля происходит непрерывное сравнение ряда параметров сигналов в каналах управления. Рассогласование контролируемых параметров при возникновении неисправности приводит к включению аварийной сигнализации, уменьшению с помощью электропривода скорости до безопасного значения и запрету последующего пуска машины.

Питание каналов управления САУПТ предусмотрено от двух независимых блоков питания. Блоки питания рекомендуется подключать к двум независимым источникам переменного напряжения 220 В.

Для исключения возможности возникновения аварии при одновременном включении предохранительного тормоза и появлении неисправности в САУПТ введено ограничение диапазона измерения тормозного усилия за время

предохранительного торможения. Минимальное его значение ограничивается соответствующей настройкой пружин выхлопных устройств основных клапанов. Максимальное значение усилия ограничивается включением в схему управления реле времени и настройкой его на время нарастания усилия до этого значения.

Эта система опробована на одной из подъемных установок рудника в Норильске. К существенным ее недостаткам можно отнести следующие:

- система является замкнутой по тормозному усилию, а не по замедлению;
- задание значения тормозного усилия осуществляется в функции статической нагрузки, т. е. в данном случае система является разомкнутой, в которой величина тормозного усилия выбирается в зависимости от режима работы подъема, поддерживая заданное тормозное усилие в процессе предохранительного торможения, В то же время САУПТ не обеспечивает контроля за поддержанием безопасного замедления, нормируемого ПБ, так как вследствие изменения коэффициента трения тормозных колодок о тормозное поле (при нагреве колодок или барабана, попадании влаги или масла на тормозное поле и т. д.) замедление может выйти за пределы безопасности при поддержании системой заданного тормозного усилия;
- САУПТ не предусматривает резервного электропитания в случае аварийного отключения питающего напряжения сети;
- наличие четырех датчиков усилия делает САУПТ громоздкой, неудобной в эксплуатации, требует тщательной настройки;
- область применения данной системы ограничена подъемными установками с двигателями постоянного тока.

Указанные недостатки этой системы делают нецелесообразным ориентироваться на нее при оценке направлений последующего развития систем управления тормозами ШПУ.

Ряд замкнутых систем АРПТ разработан и поставляется заказчикам зарубежными фирмами.

Замкнутая следящая система АРПТ разработана фирмой *ASEA (Швеция)* [9]. Система предназначена для подъемных установок, снабженных дисковыми

тормозами, разработанными фирмой *ASEA*. Затормаживание осуществляется с помощью мощных пружин Бельвиля, а растормаживание – подачей под давлением масла в цилиндры дисковых тормозных элементов. Дисковые исполнительные элементы (12 штук) делятся на две группы, каждая из которых управляется от отдельной насосной установки и снабжена собственной электронной системой управления. Одной группы дисковых элементов достаточно, чтобы остановить максимально допустимый спускаемый груз с необходимым запасом тормозного момента.

При нормальной работе подъемной установки торможение машины вплоть до остановки, осуществляется электроприводом, а механические дисковые тормоза используются только как удерживающие тормоза. В случае аварийной остановки машины (предохранительного торможения) дисковые тормоза должны обеспечивать безопасное торможение машины при подъеме и спуске груза независимо от массы груза. Исходя из необходимости выполнения этого требования, тормозная система снабжена специальной электронной системой управления предохранительным торможением, позволяющей автоматически регулировать тормозное усилие в зависимости от величины фактического замедления машины.

Для обеспечения необходимого уровня надежности и безопасности работы подъемной установки применен принцип дублирования. Система АРПТ фирмы *ASEA* обеспечивает поддержание постоянного замедления в процессе предохранительного торможения с необходимой надежностью. Сравнение ее с разработанной в нашей стране системой показывает, что она аналогична разработанной в нашей стране, но является линейной САУ и использует для управления регулятор давления. Она предназначена для работы с дисковыми тормозами. Особенностью этой системы является наличие независимых каналов регулируемого предохранительного торможения, имеется еще два канала нерегулируемого торможения, обеспечивающего пусть не вполне эффективное, но хоть какое-то торможение, на случай полного отказа автоматически регулируемого торможения.

Фирмой *Canadian General Electric (CGE)* разработана электронная система АРПТ, которая устанавливается в стволах средней и большой глубины где, при нерегулируемой жесткой установке тормозного момента замедление машины при подъеме груза становится слишком большим, если тормоза были построены на безопасное допустимое торможение при спуске груза.

В этой системе используется двойная огибающая скорость – расстояние – предохранительная и защитная тахограммы, которые вырабатывает предохранительный контроллер (аналог выпускаемого в Украине аппарата АЗК).

При предохранительном торможении скорость подъемной машины должна поддерживаться в промежутке между двумя тахограммами. Это достигается путем открытия и закрытия клапанов, выпускающих воздух из тормозных цилиндров. Выход скорости машины за внешнюю тахограмму в процессе предохранительного торможения означает отказ в системе управления. В этом случае открываются все клапаны и формируется полное тормозное усилие.

Режимы работы данной системы АРПТ показаны на рис. 1.5, где изображены режимы торможения двухбарабанной подъемной установки с уравнивающими канатами. Масса полезного груза 20,4 т.

Уровень предельно допустимого замедления (прямая 2) равен  $2,7 \text{ м/с}^2$  в соответствии с требованиями безопасности, действующими в Канаде.

При указанной массе полезного груза полное тормозное усилие приводило к торможению машины с замедлением  $4 \text{ м/с}^2$  — в случае спуска груза и  $7 \text{ м/с}^2$  при подъеме — это при нерегулируемом предохранительном торможении (прямая 3).

Регулируемое предохранительное торможение, осуществляемое системой АРПТ, обеспечивает постоянное замедление предохранительного торможения около  $2,5 \text{ м/с}^2$  (прямая 1) независимо от нагрузки и направления движения.

При остановке барабана система АРПТ формирует полное тормозное усилие, чтобы предотвратить движение машины в противоположную сторону под действием груза. Система питается от источника постоянного напряжения 24 В, состоящего из зарядного устройства и двух независимых батарей аккумуляторов по 12 В.

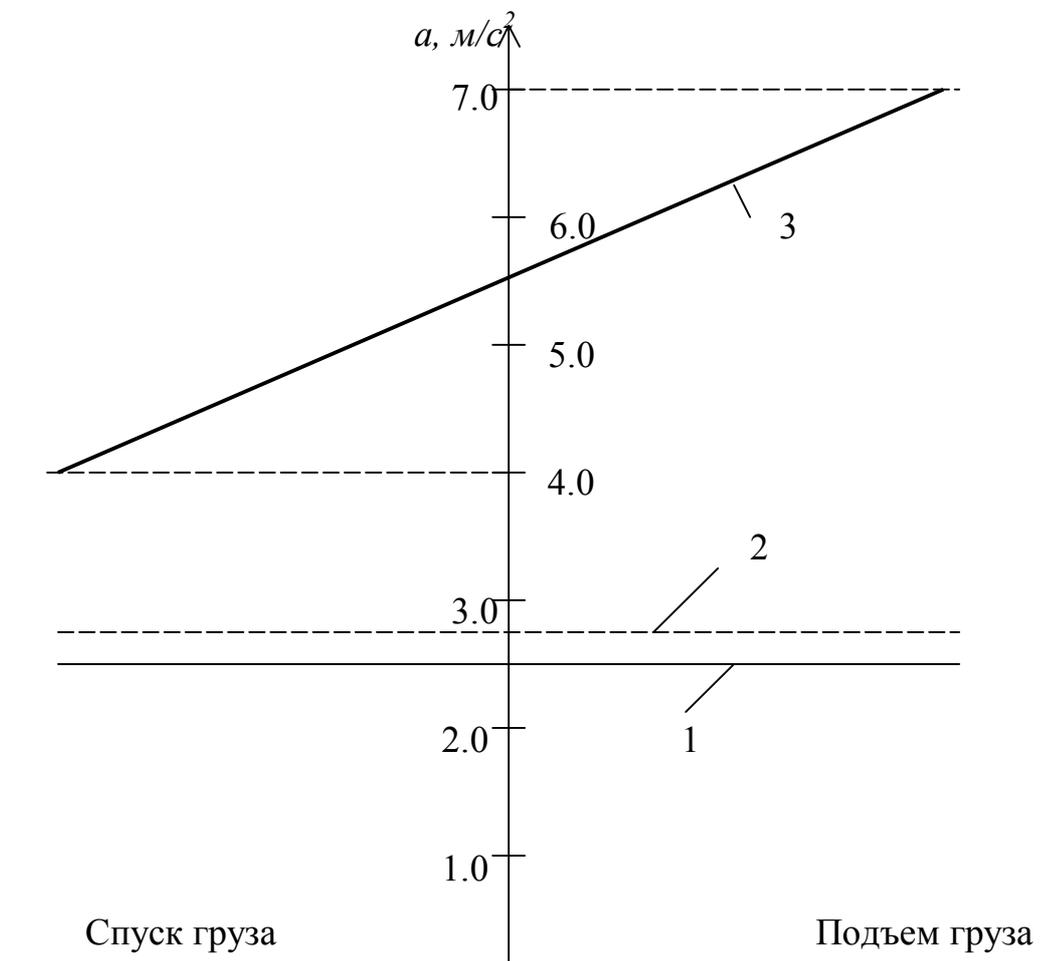


Рисунок 1.5 - Диаграмма замедлений ШПМ при нерегулируемой и регулируемой системе предохранительного торможения фирмы *CGE*:

- 1 – фактическое замедление при использовании системы АРПТ;
- 2 – предельно допустимое замедление; 3 – замедление при обычной нерегулируемой системе предохранительного торможения

Система предохранительного торможения для подъема с асинхронным приводом переменного тока разработана фирмой *LEC Electric Projects (Великобритания)* [10].

Система построена, исходя из следующей классификации режимов предохранительного торможения:

- категория 1А — предохранительное торможение включено аппаратами для защиты от опасности людей в клетке или на подъеме;
- категория 1В — переподъем в здании копра, в этом режиме отключается электроэнергия от подъемного двигателя;
- категория 2 — выход из строя какого-либо элемента электропривода, в этом режиме также обесточивается двигатель.

Система предохранительного торможения (режим 1А) прикладывает постоянное тормозное усилие с помощью механического тормоза и контролирует замедление барабана машины в процессе торможения путем сравнения заданной тахограммы предохранительного торможения с фактической скоростью машины, добавляет тормозное воздействие с помощью приводного двигателя — переводит двигатель в режим динамического торможения 1А. В режимах 1В и 2 машина тормозится постоянным тормозным моментом независимо от направления движения и массы груза, т. е. это режим нерегулируемого предохранительного торможения.

Система предохранительного торможения, представлена на рис 1.6.

Система работает следующим образом. При нормальной работе подъема выход задатчика 4 соответствует сигналу тахогенератора обратной связи по скорости, но усилитель управления 6 замкнут накоротко контактом 8 таким образом, что на его выходе нулевое напряжение. При этом машинист управляет тормозом с помощью привода рабочего торможения.

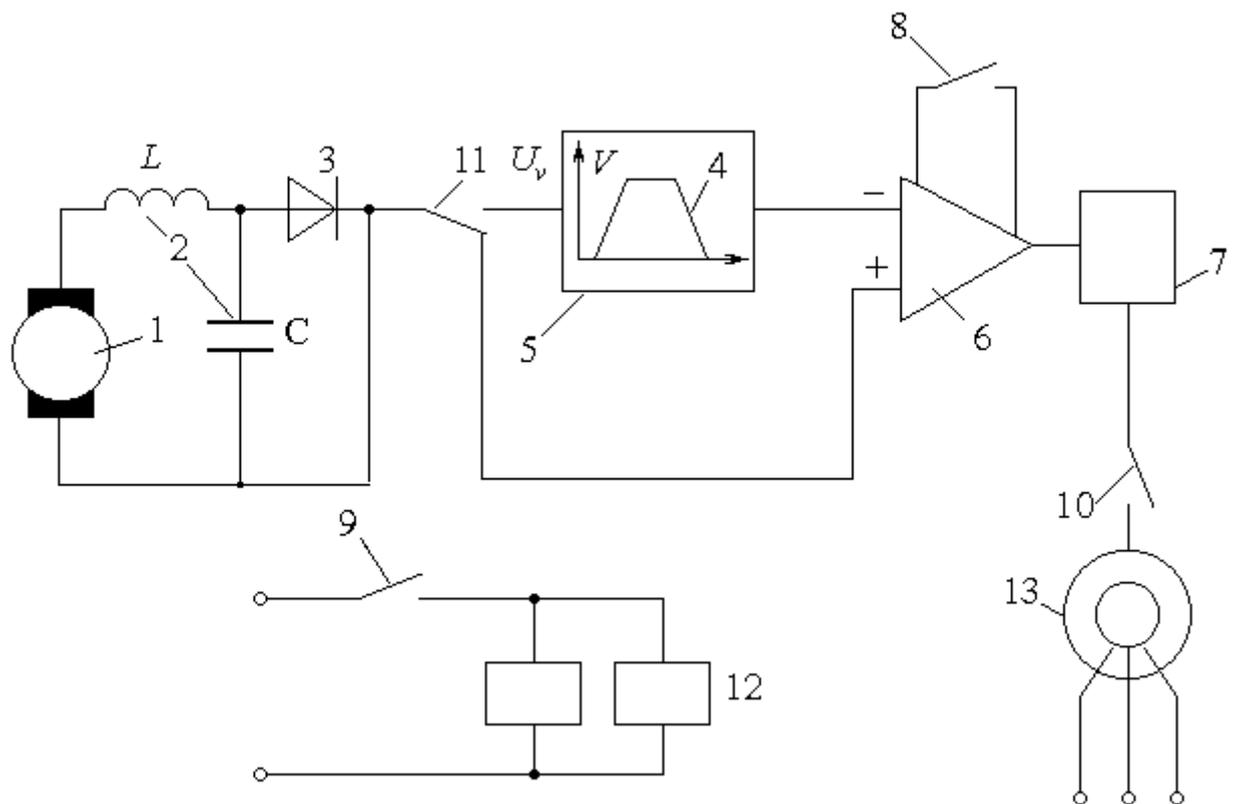


Рисунок 1.6 - Схема управления предохранительным торможением в системе фирмы LEC EP:

1 – тахогенераторный датчик скорости; 2 – LC – фильтр; 3 – выпрямитель; 4 – датчик тахограммы предохранительного торможения; 5 – контроллер предохранительного торможения; 6 – усилитель; 7 – агрегат динамического торможения; 8 - 11– контакты включения предохранительного торможения; 12 – катушка клапана предохранительного торможения; 13 – двигатель

При размыкании цепи защиты включается предохранительное торможение, привод рабочего тормоза отключается, контактом 9 обесточиваются клапаны предохранительного торможения, выпускается воздух из тормозных цилиндров и к барабану прикладывается тормозной момент. Одновременно контактором 10 агрегат динамического торможения 7 подключается к двигателю 13.

Для того чтобы механический тормоз мог быть эффективным (сформировать необходимый тормозной момент), контакты предохранительного торможения 8 и 11 включаются с временной задержкой. После задержки контакт 11 отключает от задатчика и подключает к входу усилителя 6 сигнал фактической скорости. Одновременно с этим размыкается контакт 8, шунтирующий усилитель 6. Выходной сигнал задатчика 4 начинает линейно изменяться с заданным замедлением.

Сравнение сигнала задания и фактической скорости осуществляется на входе усилителя 6. Если тормозной момент, прикладываемый механическим тормозом, недостаточен для обеспечения заданного замедления машины, то сигнал фактической скорости будет больше выходного сигнала задатчика 4. На выходе усилителя 6 появляется сигнал, пропорциональный разности, и этот сигнал является управляющим для агрегата динамического торможения. В результате к машине путем динамического торможения двигателем прикладывается тормозное усилие, обеспечивающее в сумме с тормозным усилием механического тормоза заданное тахограммой замедление подъемной машины.

Предусмотрена сигнализация машинисту о включении динамического торможения при предохранительном торможении и предусмотрена блокировка последующего пуска машины в том случае, если тормозной момент двигателя составлял больше 70% суммарного тормозного момента при предохранительном торможении, что свидетельствует о неисправности механического тормоза.

По мнению фирмы, к достоинствам описанной системы предохранительного торможения относятся надежное поддержание заданного замедления при износе тормозных колодок, снижении коэффициента трения колодок об обод и любых

других неисправностях механического тормоза, а также исключение работы тормоза против двигателя при предохранительном торможении.

Система предохранительного торможения подъемных машин с приводом постоянного тока (как тиристорным, так и по системе Г-Д), аналогичная описанной выше, была создана и опробована фирмой LEC Electric Projects. Обе указанные системы торможения с использованием приводного двигателя в тормозном режиме при предохранительном торможении нашли применение на шахтах Великобритании. Однако, ориентироваться на использование двигателя в системе предохранительного торможения нецелесообразно, так как одно из назначений этой системы — торможение ШПУ при отказе двигателя.

Компания *Rexnord (США)* разработала и серийно выпускает систему АРПТ [11], содержащую электронный регулятор, управляющий исполнительными тормозными элементами. Для каждого конкретного подъема регулятор настраивается на требуемую в данном случае величину замедления предохранительного торможения в пределах от замедления свободного выбега до максимального, разрешенного правилами безопасности. Фирма рекомендует для вертикальных подъемов настраивать регулятор на величину замедления  $a \leq 4,9 \text{ м/с}^2$ . Система АРПТ имеет жесткую обратную связь по скорости от барабана подъемной машины. На основании заданной величины предохранительного торможения в регуляторе АРПТ вырабатывается сигнал требуемого мгновенного значения скорости. Этот сигнал требуемой величины скорости сравнивается с фактической скоростью подъемной машины. Если скорость машины становится больше заданной, то регулятор, воздействуя на исполнительные тормозные элементы, увеличивает тормозное усилие пропорционально разности заданной и фактической скоростей; если скорость машины становится меньше заданной, то регулятор уменьшает тормозной момент на величину, пропорциональную разности сигналов скоростей. Таким образом, система АРПТ фирмы *Rexnord* работает в режиме двухстороннего (линейного) регулирования тормозного усилия, обеспечивая предохранительное торможение подъемной машины с

заданным замедлением, хотя оценка замедления производится косвенно по скорости.

Качество регулирования торможением системой обеспечивается выбором и настройкой регулятора, в соответствии с инерционными свойствами механической части подъемной установки, исполнительных тормозных элементов и канала обратной связи.

Фирма *Siemag Transplan (ФРГ)* разработала [12] систему АРПТ для шахтных подъемных машин с дисковыми тормозами. Тормозная система состоит из двух независимых каналов, содержащих по шесть дисковых тормозных элементов. Затормаживание в этой системе осуществляется тормозным усилием, развиваемым тарельчатыми пружинами, растормаживание — подачей в цилиндры дисковых элементов масла под высоким давлением.

Электрически управляемый регулятор давления обеспечивает полную регулируемость давления в гидросистеме от нуля до максимума. Логически управляемые с помощью специальной системы управления, электрогидроклапаны отделяют контур рабочего торможения от гидравлических элементов системы предохранительного торможения АРПТ.

При поступлении команды на включение предохранительного торможения маслонасос отключается, а система АРПТ, автоматически управляя электрогидроклапанами, регулирует в функции замедления давление в цилиндрах дисковых тормозных элементов. В первый момент после отключения маслонасоса не происходит быстрого приложения тормозного усилия потому, что определенная часть электрогидроклапанов запитывается системой АРПТ, а через нерегулируемые дросселированные клапаны не происходит быстрого слива масла, накопленного в аккумуляторе. Система АРПТ, управляя включением и отключением электрогидроклапанов, стремится поддерживать фактическое замедление подъемной машины равным заданному, исключая тем самым проскальзывание подъемных канатов по приводным шкивам трения.

Данная система АРПТ была смонтирована и опробована на трехканатной подъемной машине людского подъема шахты Гримберг-2.

Фирма *Dortyl Heavy Engineering (Великобритания)* [11] изготавливает большие подъемные машины для угольных шахт с тормозами радиального типа с нейтральным шарниром и пружинно-гидравлическим приводом. Растормаживание машины происходит путем подачи масла под давлением в тормозные цилиндры.

Управление торможением машины, в том числе предохранительным, осуществляется системой электронного управления замедляющим моментом – *Electronic Sensing Control of Retard Torque (Escort)* (ЮАР) [13]. Система *Escort* обеспечивает постоянный уровень замедления машины в любой точке ствола при движении в любом направлении.

Компания *ABB Process Industries AB (Швеция)* [12] активно работает в последнее время в данной области и производит подъемные установки с управляемым замедлением, где интенсивность торможения управляется так, чтобы оно происходило с заданным замедлением, во всех во всех возможных ситуациях (направление движения, скорость, груз и состояние тормоза). Эти системы установлены на более чем 25 подъемных установках и используются как для подъемов со шкивом трения, так и для барабанных подъемных установок.

Управляемое торможение работает по следующим двум вариантам:

- торможение в нормальном режиме, с регулированием по отклонению с целью обеспечения плавной остановки;
- торможение в аварийном режиме, с управлением, дающим постоянное заданное замедление, независимое от условий торможения.

Для обеспечения эффективности торможения в случае отказа энергоснабжения, система включает аварийное питание. И даже в случае отказа батареи аварийного питания, подъемник остановится с замедлением в пределах безопасных норм.

Шахтные подъемники, оборудованные системами управления электроприводом компании АВВ и оснащенные надежными системами приводов АС или DC, работают непосредственно, через редуктор или гибкое сцепление. Чтобы минимизировать динамические перегрузки в канатах, системы приводов

разработаны так, чтобы формировать плавные изменения в движущем моменте и скорости.

Работы по созданию надежных систем предохранительного торможения в последнее время ведутся в США. Так, кроме упомянутой ранее компании *Rexnord* в [14, 15] описан проект и результаты исследований пассивного динамического тормоза совместно с механическим тормозом подъемника, а также приведены результаты исследований на вертикальном подъеме со шкивом трения дополнительного пневматического тормоза каната.

Приведены описания и результаты испытаний системы аварийного торможения шахтным подъемником со шкивом трения и электроприводом постоянного тока с использованием трех систем торможения: пассивного динамического торможения двигателем, переведенным в режим генератора, механическим тормозом шкива трения и тормозом каната. Описывается принцип совместного торможения двух систем механического и динамического тормоза.

Барабанный механический и динамический тормоз вступают в работу одновременно, когда отключается электрическая энергия, питающая привод и осуществляют совместное торможение. Однако, механический тормоз не может сразу вступать в действие из-за свойственного ему холостого хода. После этой начальной задержки, машинный тормоз обеспечивает плавное линейное замедление.

Система динамического торможения начинает замедление подъема немедленно, т. к. соответствующий контактор подключает резистор динамического торможения таким образом, что электропривод переключается из двигательного в генераторный режим вместо создания условия ускорения под действием груза. Однако тормозное усилие создаваемое динамическим тормозом уменьшается при снижении скорости движения. Поэтому торможение динамическим тормозом – весьма полезная система, предназначенная, чтобы помочь механическому тормозу в начальный момент времени холостого хода тормоза. Она обеспечивает незначительное замедление, поскольку основную функцию, остановку подъема, выполняет механический тормоз.

Дополнительный пневматический тормоз каната [15] предназначен для улучшения надежности подъема со шкивом трения в случае неэффективной или неправильной работы механического тормоза, а также в случае возникновения проскальзывания каната по шкиву. При этом он вступает в действие от датчика превышения скорости и действует непосредственно на канат подъемника. Устройство подъемника, оборудованного тормозом каната [15], приведено на рис. 1.7.

Испытания, проведенные с дополнительным тормозным устройством каната, показали его хорошую эффективность. Такие системы рекомендованы для использования на подъемниках со шкивом трения.

В заключение необходимо отметить, что системы регулируемого торможения в последнее время нашли применение на людских лифтовых подъемниках, конвейерных установках и др. Например, в 1995 году северный подъемник Эйфелевой башни в Париже был оборудован тормозной системой CRD фирмы *SIME-Stromag (Франция)* [16]. Эта система обеспечивает в аварийном режиме плавную остановку подъемника, поддерживая в процессе предохранительного торможения заданное замедление.

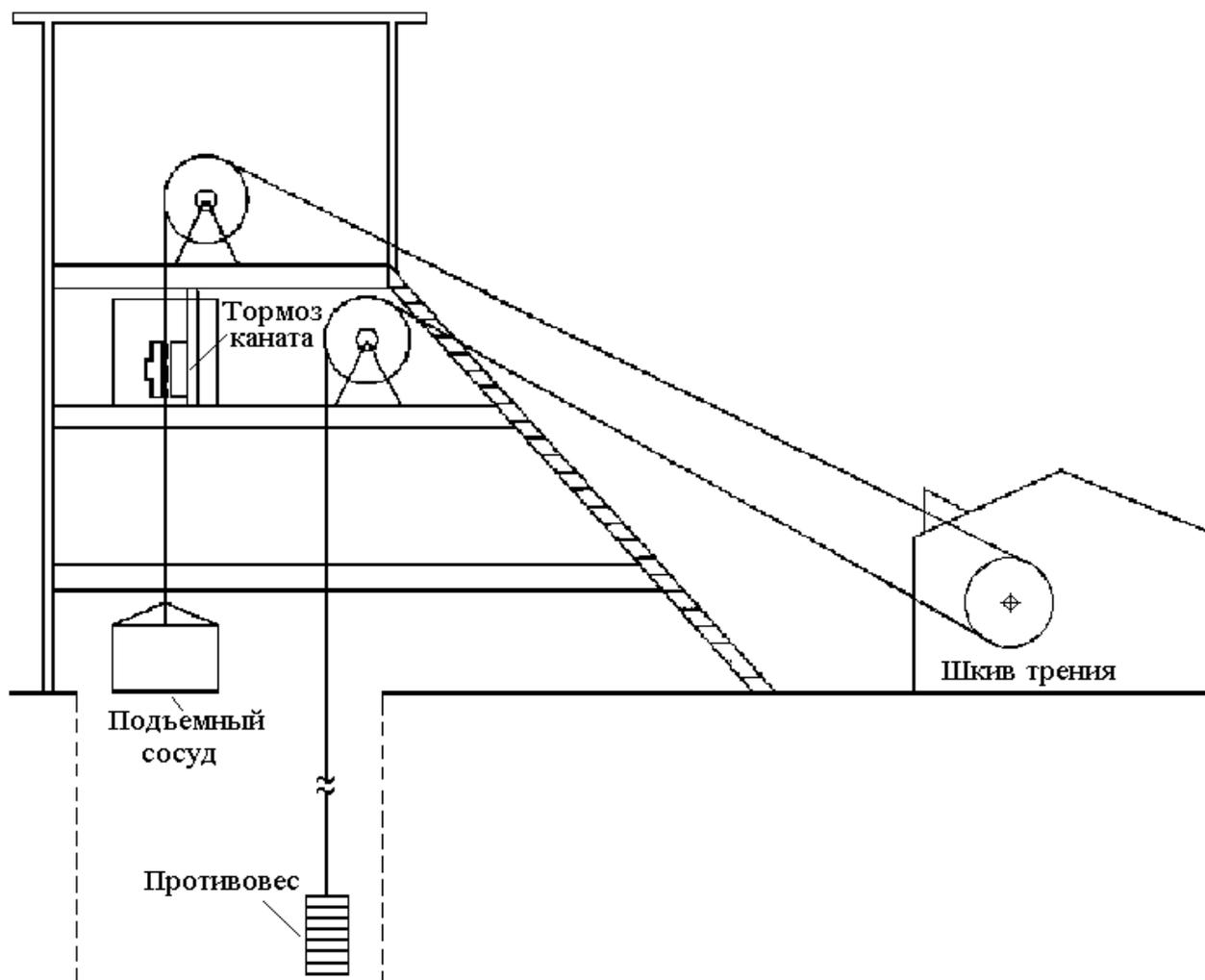


Рисунок 1.7 - Устройство подъемной установки с тормозом каната

## 1.5. Выводы

1. Анализ развития ШПУ показывает тенденцию их развития в направлении повышения скорости, грузоподъемности, снижения металлоемкости, и это невозможно осуществить без совершенствования систем рабочего и предохранительного торможения.

2. Наиболее совершенными в настоящее время являются замкнутые системы АРПТ, позволяющие автоматически регулировать тормозной момент так, чтобы поддерживать с допустимой точностью заданное замедление независимо от типа ШПУ, направления движения, статической нагрузки, изменения собственных параметров тормоза (состояния коэффициента трения колодок относительно тормозного поля, отказов отдельных элементов тормоза).

3. Применение систем АРПТ позволяет при торможении использовать ровно столько тормозного момента из всего запаса, сколько требуется, что дает основания пересмотреть подход к выбору требуемого запаса тормозного момента, где он выбирается из возможного наихудшего случая.

4. Использование систем АРПТ дает еще один положительный эффект, заключающийся в том, что если при нерегулируемом предохранительном торможении замедление изменяется от минимального при спуске груза до максимального при подъеме груза, то при использовании систем АРПТ замедление всегда поддерживается вблизи допустимого нижнего предела, что способствует уменьшению динамических перегрузок.

5. Увеличение глубины подъема требует совершенствования систем АРПТ в направлении компенсации постоянных времени, вызванных влиянием упругой части системы и улучшения динамики процесса.

6. Двухсторонние системы, у которых тормозной момент в процессе торможения может не только увеличиваться, но и, при необходимости, уменьшаться, лишены недостатков, присущих нелинейным системам одностороннего регулирования. Это облегчит создание систем

предохранительного торможения для подъемных установок с существенным влиянием инерционности упругой части.

7. Ведущиеся в нашей стране и мире работы по применению микропроцессорной техники для управления электроприводами делают необходимым развитие работ по применению микропроцессоров также для систем защит ШПУ, в том числе для систем АРПТ. При этом должна быть обеспечена высокая надежность работы систем, что потребует установки независимых микропроцессоров в каждый канал управления тормозами.

8. В настоящее время многие зарубежные фирмы, передовые в области шахтного подъема и ведущие организации в нашей стране и СНГ ориентируются на разработку и внедрение замкнутых систем автоматически регулируемого предохранительного торможения.

## 1.6. Постановка задач исследований

В настоящей работе ставятся следующие задачи:

1. Разработка обобщенной математической и цифровой модели “система управления – предохранительный тормоз – подъемная установка – канат – подъемный сосуд” с учетом их параметров и основных возмущающих воздействий.

2. Разработка моделей составных частей подъемной установки: системы управления, приводов предохранительного тормоза одностороннего и двухстороннего регулирования, упругой части подъемной установки, модели замкнутой системы АРПТ.

3. Обоснование рациональных принципов автоматически регулируемого предохранительного торможения для систем одностороннего регулирования (привода клапанного типа) с целью повышения точности и быстродействия путем снижения динамических перегрузок.

4. Разработка методов компенсации помех периодического характера и инерционности упругой части подъемной установки.

5. Разработка принципов самонастраивающейся системы управления предохранительным тормозом с формированием тормозного усилия по минимуму динамических перегрузок и методики ее отладки.

6. Разработка способа компенсации естественной петлевой нелинейной инерционности тормозного устройства для улучшения быстродействия тормоза.

7. Разработка систем АРПТ с применением привода тормоза двухстороннего регулирования на основе электромеханических преобразователей – регуляторов давления и исследование ее математического описания на цифровых моделях.

8. Экспериментальные исследования систем АРПТ при проведении промышленных испытаний для различных типов ШПУ и тормозных систем, в частности, радиального пружинно-пневматического и многоступенчатого дискового.

## 2. ВЫБОР МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ В РЕЖИМЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

### 2.1. Методы исследований динамических режимов подъемных установок при предохранительном торможении

Одним из основных направлений технического прогресса в горнодобывающих отраслях является увеличение мощности и производительности шахт, следовательно, увеличение грузоподъемности подъемных сосудов и максимальной скорости подъемных установок. Интенсификация добычи полезных ископаемых в современном мире предусматривает освоение недр на глубинах превышающих 2000 м.

Для этого необходимо постоянное совершенствование шахтных подъемных машин, их приводов, систем управления и регулирования.

Характерным для шахтных подъемных установок глубоких и особенно сверхглубоких шахт является наличие длинных стальных канатов (звеньев с распределенными параметрами), влияние которых на динамику системы значительно превосходит влияние других упругих связей. Поэтому при проектировании систем управления такими установками необходимо учитывать влияние упругой деформации канатов и связанные с ними механические колебания.

Принципиальными работами по теории управления шахтными подъемными установками являются труды основоположника школы горной механики М.М. Федорова [17, 18].

Автором ряда фундаментальных исследований в области прикладной математики, работ, по исследованию динамики шахтных подъемных канатов является Ф.В. Флоринский [19]. Созданная им динамическая теория расчета шахтных подъемных канатов до настоящего времени является научной основой дальнейших работ в этой области. Он впервые решил задачу о предельном

значении замедления при предохранительном торможении шахтной подъемной машины.

Исследования динамики подъемных машин высокой мощности и, в том числе режима предохранительного торможения, проводили В.М. Чермалых [20, 21, 22], В.Е. Католиков [23], Н.Г. Попович [24], Г.Е. Иванченко [25] и др.

Вопросам теории управления и защиты шахтной подъемной машины были посвящены труды В.Б. Уманского и В.С. Тулина [26, 27], а впоследствии развиты в работах А.А. Иванова [28], В.А. Мурзина [29], А.Н. Шатило [29, 30, 31], А.А. Белоцерковского [6, 32].

В исследования тормозных систем, их динамики, надежности, износостойкости большой вклад внесли: В.И. Белобров [33, 34, 35], Е.С. Траубе [3], В.И. Самуся [34, 35, 36], А.Г. Степанов [37]. Проблемам математического описания динамики предохранительного торможения посвящены работы С.Р. Ильина [38, 39], В.И. Дворникова [40], В.А. Трибухина [40].

Теоретические и экспериментальные исследования, направленные на совершенствование систем управления пневмоприводом рабочего тормоза шахтных подъемных машин проводились В.В. Юшиным, В.И. Самусей [33, 34, 36].

Первая отечественная промышленная серийная система автоматически регулируемого предохранительного торможения АРПТ была разработана на основе исследований проведенных под руководством Е.С. Траубе [3, 41].

Режим предохранительного торможения подъемной установки является одним из наиболее динамичных процессов в ее работе, поэтому при разработке систем управления этим режимом необходимо добиваться оптимальности процесса, как по времени, так и по минимуму динамических перегрузок в подъемной установке. Поэтому проблеме динамики подъемной установки, влиянию ее упругой части уделяется большое внимание. И особенно в последние годы, с развитием компьютерной и микропроцессорной техники, дающих большие возможности, как в моделировании процессов, так и реализации систем управления ими. Об этом свидетельствуют работы [42 - 51].

Автоматизация управления работой шахтных подъемных установок требует решения ряда теоретических и прикладных задач, связанных с разработкой и исследованием математических моделей, синтезом корректирующих устройств, силовой части привода.

Для описания динамических процессов, происходящих в механических системах с упругими связями, разработано несколько приближенных методов, основанных на применении специальных разделов математического анализа и физики. При этом исследуются вертикальные колебания упругой системы [34, 38 - 40]. Наиболее удобными с точки зрения практического использования результатов являются методы на основе уравнений Лагранжа, а также, метод структурного моделирования.

Метод Лагранжа позволяет описывать динамику упругих систем с учетом распределенной массы каната по принципу Рэлея. При этом динамические процессы описываются на основе энергетических взаимодействий между собой отдельных элементов распределенной массы системы. Этот метод используется, например, при анализе динамики процессов в [23, 52].

Метод структурного моделирования систем на основе граничных упругих связей, позволяет описывать сложные электромеханические системы с помощью моделей, полученных с использованием вспомогательных упругих связей. Метод разработан и описан профессором Чермалыхом В.М. в работах [20, 21, 22].

Для сравнения этих методов и выбора способа математического описания объекта дальнейших исследований произведем описание неуравновешенной подъемной установки обоими методами.

## 2.2. Описание динамики неуравновешенной подъемной установки на основе уравнений Лагранжа

В качестве расчетной схемы для исследования динамики неуравновешенной подъемной установки примем схему, приведенную на рис. 2.1. Направления движения всех звеньев установки показаны стрелками.

Особенностью этой схемы является то, что на характер переходного процесса оказывают влияние не только массы упругой канатной передачи, но и их вес, так как при деформации каната меняются положения их центров тяжести и появляются соответствующие приращения потенциальных энергий и соответствующие обобщенные силы.

Наличие в подъемной установке звеньев с повышенной податливостью, таких как канаты, позволяют рассматривать барабан подъемной машины и передачи его привода как абсолютно жесткие. Тогда эквивалентная приведенная схема будет иметь вид, показанный на рис. 2.1а.

За обобщенные координаты выберем перемещение барабана  $X_1$  и сосудов: поднимающегося -  $X_2$  и опускающегося -  $X_3$ . Допустим, что подъемная машина была заторможена и длина канатов определялась от оси А-А до точки В в поднимающейся ветви и от оси А-А до точки С в опускающейся ветви. После начала переходного процесса, вызванного изменением усилия  $F(t)$  барабан затормаживается. Вследствие упругостей канатов пути поднимающейся и опускающейся ветвей, пройденные за незначительный начальный промежуток времени точкой на окружности навивки  $X_1$  и подъемными сосудами  $X_2$  и  $X_3$  не будут равны. Вследствие сил инерции и за счет дополнительной деформации канатов перемещения  $X_1 > X_2$  и  $X_1 > X_3$ .

Приведем все массы вращающихся частей подъемной машины к окружности навивки каната, что не повлияет на результаты расчета.

Обозначим:

$m_1$  - приведенную к окружности навивки массу барабана вместе с массой отклоняющего шкива;

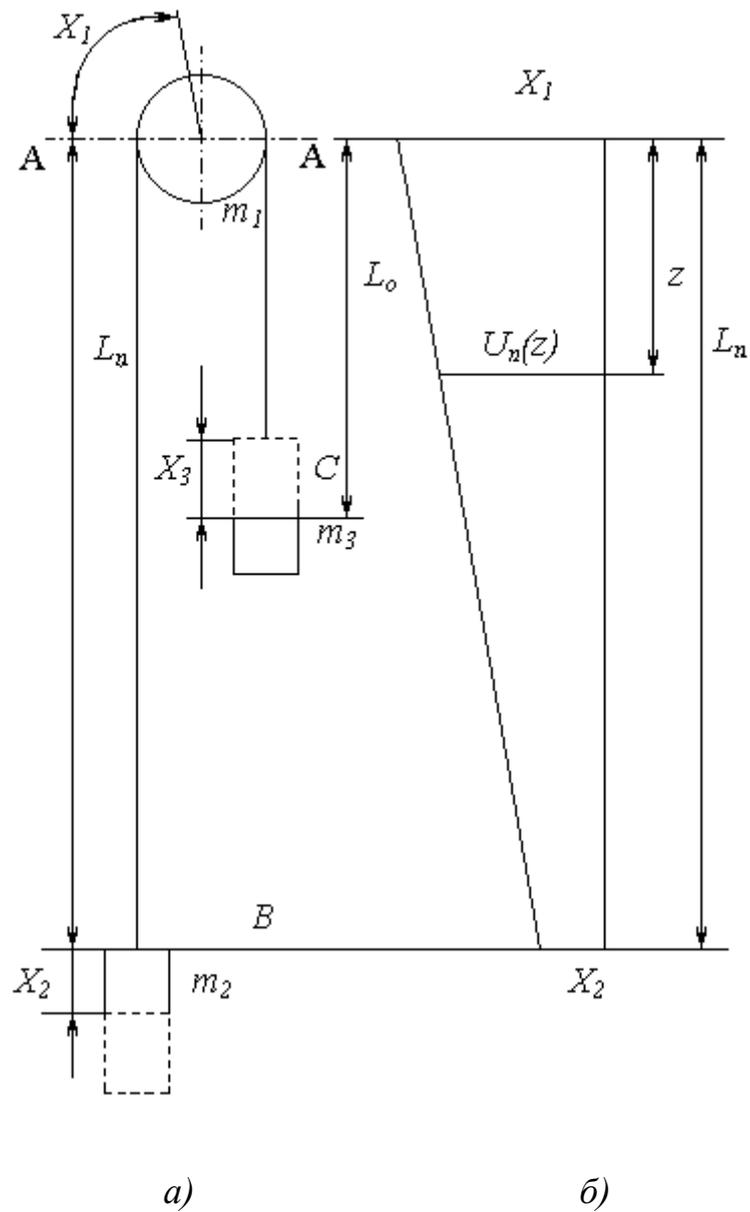


Рисунок 2.1 - Расчетная схема неуравновешенной подъемной установки для составления математического описания на основе уравнений Лагранжа:

- а) схема неуравновешенной подъемной установки;
- б)  $U_n(z)$  – зависимость перемещения сечения каната на расстоянии  $z$  от точки сопряжения его с барабаном при статических деформациях каната подъемной установки

$m_p$  - приведенную к окружности навивки массу ротора двигателя;

$m_2$  - массу поднимающегося сосуда;

$m_3$  - массу опускающегося сосуда;

$m_n$  и  $m_o$  - соответственно, массы поднимающейся и опускающейся ветвей канатов;

$L_n$  и  $L_o$  - длины, поднимающейся и опускающейся ветвей;

$k_n$  и  $k_o$  - жесткости канатов;

$p$  - погонный вес канатов.

Кинетическая энергия системы будет равна:

$$T = \frac{m_1 \dot{X}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{X}_2^2}{2} + \frac{m_3 \dot{X}_3^2}{2} + T_{\text{кант}} + T_{\text{кано}}. \quad (2.1)$$

Для учета масс и весов канатов поднимающейся и опускающейся ветвей и упрощения расчетной схемы воспользуемся методом Рэля, предполагая зависимость  $U(z)$ , соответствующей этой же зависимости при статических деформациях каната, например,  $U_n(z)$ , приведенную на рис. 2. 1.б.

$$U_n(z) = \frac{X_2 + (X_1 - X_2)(L_n - z)}{L_n}. \quad (2.2)$$

Здесь  $U_n$  - перемещение сечения каната, расположенного на расстоянии  $z$  от места сопряжения с барабаном и деформации каната, например, его растяжения.

Дифференцируя приведенную зависимость, получим

$$\dot{U}_n(z) = \frac{\dot{X}_2 + (\dot{X}_1 - \dot{X}_2)(L_n - z)}{L_n}.$$

Кинетическая энергия поднимающейся ветви каната будет равна

$$\begin{aligned} T_{\text{кант}} &= \frac{p}{2g} \int_0^{L_n} \dot{U}_n^2 dz = \frac{p}{2g} \int_0^{L_n} \left[ \frac{\dot{X}_2 + (\dot{X}_1 - \dot{X}_2)(L_n - z)}{L_n} \right]^2 dz = \frac{(\dot{X}_1^2 + \dot{X}_1 \cdot \dot{X}_2 + \dot{X}_2^2) p \cdot L_n}{6g} = \\ &= \frac{m_n \cdot (\dot{X}_1^2 + \dot{X}_1 \cdot \dot{X}_2 + \dot{X}_2^2)}{6}. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Аналогично кинетическая энергия для опускающейся ветви

$$T_{\text{кано}} = \frac{m_o \cdot (\dot{X}_1^2 + \dot{X}_1 \cdot \dot{X}_2 + \dot{X}_2^2)}{6}. \quad (2.4)$$

Полная кинетическая энергия системы подъема

$$T = \frac{m_1 \cdot \dot{X}_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \dot{X}_2^2}{2} + \frac{m_3 \cdot \dot{X}_3^2}{2} + \frac{m_n \cdot (\dot{X}_1^2 + \dot{X}_1 \cdot \dot{X}_2 + \dot{X}_2^2)}{6} + \frac{m_o \cdot (\dot{X}_1^2 + \dot{X}_1 \cdot \dot{X}_3 + \dot{X}_3^2)}{6}. \quad (2.5)$$

Изменение потенциальной энергии канатов в связи с перемещением его сечений

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= p \int_0^{L_n} U_n dz - p \int_0^{L_o} U_o dz - p \int_0^{L_n} \frac{X_1 + (X_1 - X_2)(L_n - z)}{L_n} dz - p \int_0^{L_o} \frac{X_1 + (X_1 - X_3)(L_o - z)}{L_o} dz = \\ &= \frac{p_n(X_1 + X_2)}{2} - \frac{p_o(X_1 + X_3)}{2}. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Изменение потенциальной энергии канатов при упругой деформации

$$\Pi_2 = \frac{k_n(X_1 - X_2 + f_n)^2}{2} - \frac{k_n \cdot f_n^2}{2} + \frac{k_o(X_3 - X_1 + f_o)^2}{2} - \frac{k_o \cdot f_o^2}{2}, \quad (2.7)$$

где,  $k_n, k_o$  - жесткости поднимающейся и опускающейся ветвей каната;  $f_n, f_o$  - статическая деформация поднимающейся и опускающейся ветвей канатов в момент начала переходного процесса.

Полное изменение потенциальной энергии

$$\begin{aligned} \Pi &= \Pi_1 + \Pi_2 + m_2 g \cdot X_2 - m_3 g \cdot X_3 = \\ &= \frac{m_n g(X_1 + X_2)}{2} - \frac{m_o g(X_1 + X_3)}{2} + \frac{k_n(X_1 - X_2 + f_n)^2}{2} - \frac{k_n \cdot f_n^2}{2} + \frac{k_o(X_3 - X_1 + f_o)^2}{2} - \frac{k_o \cdot f_o^2}{2} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Определим члены уравнений Лагранжа, имеющие вид:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{X}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial X_i} = F_i$$

где  $F_i$  - обобщенная сила, определяемая неконсервативными силами, а консервативные силы учитываются членом  $\frac{\partial \Pi}{\partial X_i}$ . При этом получим:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{X}_1} &= \frac{m_n(\dot{X}_1 + \dot{X}_2/2)}{3} + \frac{m_o(\dot{X}_1 + \dot{X}_3/2)}{3} + m_1 \dot{X}_1 \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{X}_1} &= \frac{m_n(\ddot{X}_1 + \ddot{X}_2/2)}{3} + \frac{m_o(\ddot{X}_1 + \ddot{X}_3/2)}{3} + m_1 \ddot{X}_1 \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{X}_2} &= \frac{m_n(\dot{X}_2 + \dot{X}_1/2)}{3} + m_2 \dot{X}_2 \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{X}_2} &= \frac{m_n(\ddot{X}_2 + \ddot{X}_1/2)}{3} + m_2 \ddot{X}_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial T}{\partial \dot{X}_3} &= \frac{m_o(\dot{X}_3 + \dot{X}_1/2)}{3} + m_3 \dot{X}_3 \\
\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{X}_3} &= \frac{m_o(\ddot{X}_3 + \ddot{X}_1/2)}{3} + m_3 \ddot{X}_3 \\
\frac{\partial \Pi}{\partial X_1} &= \frac{m_n g}{2} - \frac{m_o g}{2} + k_g(X_1 - X_2 + f_n) - k_o(X_3 - X_1 + f_o) \\
\frac{\partial \Pi}{\partial X_2} &= \frac{m_n g}{2} + k_n(X_1 - X_2 + f_n) - m_2 g \\
\frac{\partial \Pi}{\partial X_3} &= -\frac{m_o g}{2} + k_o(X_3 - X_1 + f_o) - m_3 g
\end{aligned} \right\} (2.9)$$

или, учитывая, что

$$f_n = \frac{m_2 g + m_n g / 2}{k_n} \quad \text{и} \quad f_o = \frac{m_3 g + m_o g / 2}{k_o},$$

то приведенное выражение можно преобразовать к виду:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Pi}{\partial X_1} &= m_n g + m_2 g - m_3 g - m_o g + (k_n + k_o) \cdot X_1 - k_n X_2 - k_o X_3 = \Delta F_{cm} + (k_n + k_o) X_1 - k_n X_2 - k_o X_3 \\
\frac{\partial \Pi}{\partial X_2} &= -k_n (X_1 - X_2) \\
\frac{\partial \Pi}{\partial X_3} &= k_o (X_3 - X_1)
\end{aligned}$$

Составляем систему уравнений Лагранжа для обобщенных координат  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$ . При этом уравнение равномерного движения ротора двигателя:  $m_p \dot{X}_1 = F_1 - F_p$  или  $F_p = F_1 - m_p \ddot{X}_1$ .

$$\left. \begin{aligned}
m_1 \ddot{X}_1 &= \frac{m_n(\ddot{X}_1 + \ddot{X}_2/2)}{3} + \frac{m_o(\ddot{X}_1 + \ddot{X}_3/2)}{3} + k_n(X_1 - X_2) + k_o(X_1 - X_3) = F_1 - m_p \ddot{X}_1 \pm F_{cm} \\
(m_2 + \frac{m_n}{3}) \ddot{X}_2 + \frac{m_n \ddot{X}_1}{6} - k_n(X_1 - X_2) &= 0 \\
(m_3 + \frac{m_o}{3}) \ddot{X}_3 + \frac{m_o \ddot{X}_1}{6} - k_o(X_1 - X_3) &= 0
\end{aligned} \right\} , (2.10)$$

где  $F_{cm}$  - разность статических натяжений ветвей канатов в точках их касания с движущим шкивом и с учетом сопротивлений движению сосудов в стволе;

$F_1$  - движущее усилие на окружности шкива,  $F_1(t) = F_{0un}(1 - e^{-At})$ ,

Преобразуем полученную систему к удобному для решения виду.

В результате получаем следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} [m_p + m_1 + \frac{(m_n + m_o)}{3}]X_1 + \frac{m_n}{6}X_2 + \frac{m_o}{6}X_3 + (k_n + k_o)X_1 - k_nX_2 - k_oX_3 &= F_1 \pm F_{cm} \\ I_2 = \frac{k_n(X_1 - X_2 + f_n)^2}{2} - \frac{k_n \cdot f_n^2}{2} + \frac{k_o(X_3 - X_1 + f_o)^2}{2} - \frac{k_o \cdot f_o^2}{2} \\ \frac{m_o}{6}X_1 + \frac{m_3 + m_o}{3}X_3 - k_oX_1 + k_oX_3 &= 0 \end{aligned} \right\} (2.11)$$

Обозначим  $m_1' = m_p + m_1 + \frac{m_n + m_o}{3}$ ,  $m_2' = m_2 + \frac{m_n}{3}$ ,  $m_3' = m_3 + \frac{m_o}{3}$

и преобразуем полученную систему к операторному виду:

$$\left. \begin{aligned} [m_1'p^2 + k_n + k_o]X_1(p) + [\frac{m_n p^2}{6} - k_n]X_2(p) + [\frac{m_o p^2}{6} - k_o]X_3(p) &= F_o(p) \\ [\frac{m_n p^2}{6} - k_n]X_1(p) + [m_2'p^2 + k_n]X_2(p) &= 0 \\ [\frac{m_o p^2}{6} - k_o]X_1(p) + [m_3'p^2 + k_o]X_3(p) &= 0 \end{aligned} \right\} (2.12)$$

Решим второе и третье уравнения относительно  $X_2(p)$  и  $X_3(p)$ :

$$X_2(p) = \frac{\frac{m_n p^2}{6} - k_n}{m_2'p^2 + k_n} X_1(p); \quad X_3(p) = \frac{\frac{m_o p^2}{6} - k_o}{m_3'p^2 + k_o} X_1(p).$$

Подставив, полученные выражения в первое уравнение получим:

$$[m_1'p^2 + k_n + k_o]X_1(p) + \frac{(\frac{m_n p^2}{6} - k_n)^2}{m_2'p^2 + k_n} X_1(p) - \frac{(\frac{m_o p^2}{6} - k_o)^2}{m_3'p^2 + k_o} X_1(p) = F_o(p).$$

Преобразуем полученное выражение:

$$\begin{aligned} &\{(m_1' m_2' m_3' - \frac{m_3' m_n + m_2' m_o}{36})p^6 + \\ &+ m_1'(m_2' k_o + m_3' k_n) + m_2' m_3'(k_o + k_n) + \frac{m_3' m_n k_n + m_2' m_o k_o}{3} - \frac{m_n^2 k_n + m_o^2 k_o}{36}\} p^4 + \\ &+ [m_1' k_n k_o + (m_2' k_o + m_3' k_n)(k_n + k_o) - m_3' k_n - m_2' k_o + \frac{m_n k_n k_o^2 + m_o k_n k_o^2}{3}] p^2 \} X_1(p) = \\ &= F_o(p)(m_2' p^2 + k_n)(m_3' p^2 + k_o). \end{aligned}$$

Отсюда получим значения  $X_1(p)$ ,  $X_2(p)$  и  $X_3(p)$ :

$$X_1(p) = F_0(p) \frac{(m'_2 p^2 + k_n)(m'_3 p^2 + k_o)}{p^2(a_4 p^4 + a_2 p^2 + a_0)} = F_0(p) \frac{[(m_2 + \frac{m_n}{3})p^2 + k_n][(m_3 + \frac{m_o}{3})p^2 + k_n]}{p^2(a_4 p^4 + a_2 p^2 + a_0)} \quad (2.13)$$

$$X_2(p) = -\frac{(\frac{m_n p^2}{6} - k_n)X_1(p)}{[(m_2 + \frac{m_n}{3})p^2 + k_n]} = F_0(p) \frac{[(m_3 + \frac{m_o}{3})p^2 + k_n](k_n - \frac{m_n p^2}{6})}{p^2(a_4 p^4 + a_2 p^2 + a_0)} \quad (2.14)$$

$$X_3(p) = -\frac{(\frac{m_o p^2}{6} - k_o)X_1(p)}{[(m_3 + \frac{m_o}{3})p^2 + k_o]} = F_0(p) \frac{[(m_2 + \frac{m_n}{3})p^2 + k_n](k_o - \frac{m_o p^2}{6})}{p^2(a_4 p^4 + a_2 p^2 + a_0)}, \quad (2.15)$$

$$\text{Где } a_4 = m_1 m_2 m_3 + m_n \frac{(m_1 m_3 + m_2 m_3)}{3} + m_o \frac{(m_1 m_2 + m_2 m_3)}{3} + \frac{[m_1 + m_2 + m_3 + \frac{(m_n + m_o)}{4}]m_n m_o}{9} + \\ + \frac{m_2 m_o^2 + m_3 m_n^2}{12};$$

$$a_2 = (m_1 m_3 + \frac{m_1 m_o}{3} + \frac{m_o^2}{12})k_n + (m_1 m_2 + \frac{m_1 m_n}{3} + \frac{m_n^2}{12})k_o + [m_2 m_3 + \frac{(m_2 m_o + m_3 m_n + m_n m_o)}{3}](k_n + k_o);$$

$$a_0 = (m_1 + m_2 + m_3 + m_n + m_o)k_n k_o = m_\Sigma k_n k_o.$$

Для удобства математического описания неуравновешенной подъемной установки, полученные выражения:  $X_1(p)$ ,  $X_2(p)$  и  $X_3(p)$  преобразуем. Для этого перейдем к выражениям в относительных единицах. Разделим правые части этих выражений на  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  и перейдем к выражениям в соотношениях масс.

Обозначим:  $\alpha_{11} = m_n/m_1$ ;  $\alpha_{12} = m_n/m_2$ ;  $\alpha_{21} = m_o/m_1$ ;  $\alpha_{23} = m_o/m_3$ .

Выразим также жесткости  $k_n$  и  $k_o$  через соответствующие массы. При этом воспользуемся формулой распространения деформации в продольном направлении материала  $a_k$ :

$$a_k = \sqrt{\frac{E \cdot g}{\gamma}},$$

где

$E$  - модуль упругости материала каната;

$g$  - ускорение свободного падения ( $g=9,81 \text{ m/c}^2$ );

$\gamma$  - объемный вес каната.

Приведенное выражение преобразуем:

$$a_k^2 = \frac{E \cdot g \cdot s \cdot l}{\gamma \cdot s \cdot l} = \frac{k \cdot g \cdot l}{\gamma \cdot s} = \frac{k \cdot l^2}{m_k},$$

где  $k=E \cdot s/l$ , - жесткость каната;  $s$  - сечение каната;  $l$  - длина каната;  
 $m_k=\gamma \cdot s \cdot l/g$  - масса каната.

Поскольку собственная частота ветви каната без учета сосредоточенных масс на его концах, т. е. парциальная частота определяется выражением  $b_k = \pi \cdot a_k / l$ , то

$$k_n = m_n b_n^2 / \pi^2; \quad k_o = m_o b_o^2 / \pi^2.$$

После подстановки выражений для  $k_n$  и  $k_o$  в выражения (13-15) и деления их на  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ , получим выражения для определения  $X_1(p)$ ,  $X_2(p)$ ,  $X_3(p)$ :

$$\left(1 + \frac{\alpha_{11} + \alpha_{21}}{3}\right) p^2 X_1(p) + \left(\alpha_{11} \frac{b_n^2}{\pi^2} + \alpha_{21} \frac{b_o^2}{\pi^2}\right) X_1(p) + \alpha_{11} \left(\frac{p^2}{6} - \frac{b_n^2}{\pi^2}\right) X_2(p) + \alpha_{21} \left(\frac{p^2}{6} - \frac{b_o^2}{\pi^2}\right) X_3(p) = \frac{F_1(p)}{m_1};$$

$$\left[\left(1 + \frac{\alpha_{12}}{3}\right) p^2 + \alpha_{12} \frac{b_n^2}{\pi^2}\right] X_2(p) = -\alpha_{12} \left(\frac{p^2}{6} - \frac{b_n^2}{\pi^2}\right) X_1(p);$$

$$\left[\left(1 + \frac{\alpha_{23}}{3}\right) p^2 + \alpha_{23} \frac{b_o^2}{\pi^2}\right] X_3(p) = -\alpha_{23} \left(\frac{p^2}{6} - \frac{b_o^2}{\pi^2}\right) X_1(p).$$

Определим из второго и третьего уравнения соответственно  $X_2(p)$  и  $X_3(p)$  и подставим эти значения в первое уравнение.

$$X_2(p) = -\frac{\alpha_{12} \left(\frac{p^2}{6} - \frac{b_n^2}{\pi^2}\right)}{\left(1 + \frac{\alpha_{12}}{3}\right) p^2 + \alpha_{12} \frac{b_n^2}{\pi^2}} X_1(p); \quad X_3(p) = -\frac{\alpha_{23} \left(\frac{p^2}{6} - \frac{b_o^2}{\pi^2}\right)}{\left(1 + \frac{\alpha_{23}}{3}\right) p^2 + \alpha_{23} \frac{b_o^2}{\pi^2}} X_1(p).$$

Получим уравнение относительно  $X_1(p)$  и после необходимых преобразований:

$$\begin{aligned} & \left[ \frac{\left(1 + \frac{\alpha_{11} + \alpha_{21}}{3}\right) \left[\left(1 + \frac{\alpha_{12}}{3}\right) p^2 + \alpha_{12} \frac{b_n^2}{\pi^2}\right] \left[\left(1 + \frac{\alpha_{23}}{3}\right) p^2 + \alpha_{23} \frac{b_o^2}{\pi^2}\right] p^2}{\left[\left(1 + \frac{\alpha_{12}}{3}\right) p^2 + \alpha_{12} \frac{b_n^2}{\pi^2}\right] \left[\left(1 + \frac{\alpha_{23}}{3}\right) p^2 + \alpha_{23} \frac{b_o^2}{\pi^2}\right]} + \right. \\ & \left. + \frac{\left(\alpha_{11} \frac{b_n^2}{\pi^2} + \alpha_{21} \frac{b_o^2}{\pi^2}\right) \left[\left(1 + \frac{\alpha_{21}}{3}\right) p^2 + \alpha_{12} \frac{b_n^2}{\pi^2}\right] \left[\left(1 + \frac{\alpha_{12}}{3}\right) p^2 + \alpha_{12} \frac{b_n^2}{\pi^2}\right]}{\left[\left(1 + \frac{\alpha_{12}}{3}\right) p^2 + \alpha_{12} \frac{b_n^2}{\pi^2}\right] \left[\left(1 + \frac{\alpha_{23}}{3}\right) p^2 + \alpha_{23} \frac{b_o^2}{\pi^2}\right]} \right] X_1(p) = \frac{F_1(p)}{m_1} \end{aligned}$$

$$-\frac{\alpha_{11}\alpha_{12}\left(\frac{p^2}{6}-\frac{b_n^2}{\pi^2}\right)^2\left[\left(1+\frac{\alpha_{23}}{3}\right)p^2+\alpha_{23}\frac{b_o^2}{\pi^2}\right]-\alpha_{21}\alpha_{23}\left(\frac{p^2}{6}-\frac{b_o^2}{\pi^2}\right)^2\left[\left(1+\frac{\alpha_{12}}{3}\right)p^2+\alpha_{12}\frac{b_n^2}{\pi^2}\right]}{\left[\left(1+\frac{\alpha_{12}}{3}\right)p^2+\alpha_{12}\frac{b_n^2}{\pi^2}\right]\left[\left(1+\frac{\alpha_{23}}{3}\right)p^2+\alpha_{23}\frac{b_o^2}{\pi^2}\right]}X_1(p)=\frac{F_1(p)}{m_1}.$$

После проведения преобразований полученного выражения, определяем  $X_1(p)$ , а затем аналогично определяем  $X_2(p)$  и  $X_3(p)$ :

$$X_1(p)=\frac{F_1(p)}{m_1 p^2} \cdot \frac{b_4 p^4 + b_2 p^2 + b_0}{a_4 p^4 + a_2 p^2 + a_0}; \quad (2.16)$$

$$X_2(p)=-\frac{F_1(p)}{m_1 p^2} \cdot \frac{\alpha_{12} \cdot (c_4 p^4 + c_2 p^2 + c_0)}{a_4 p^4 + a_2 p^2 + a_0}; \quad (2.17)$$

$$X_3(p)=-\frac{F_1(p)}{m_1 p^2} \cdot \frac{\alpha_{23} \cdot (d_4 p^4 + d_2 p^2 + d_0)}{a_4 p^4 + a_2 p^2 + a_0}, \quad (2.18)$$

где

$$a_4=1+(\alpha_{11}+\alpha_{12}+\alpha_{21}+\alpha_{23})/3+(\alpha_{11}\alpha_{23}+\alpha_{21}\alpha_{12}+\alpha_{12}\alpha_{23})/9+(\alpha_{21}\alpha_{23}+\alpha_{11}\alpha_{12})/12+\alpha_{12}\alpha_{23}(\alpha_{11}+\alpha_{12})/36;$$

$$a_2=[\alpha_{11}+\alpha_{12}+\alpha_{11}\alpha_{12}+(\alpha_{11}\alpha_{23}+\alpha_{12}\alpha_{21}+\alpha_{12}\alpha_{23}+\alpha_{11}\alpha_{12}\alpha_{23})/3+\alpha_{12}\alpha_{21}\alpha_{23}/12]b_n^2/\pi^2+[\alpha_{21}+\alpha_{23}+\alpha_{21}\alpha_{23}+(\alpha_{11}\alpha_{23}+\alpha_{12}\alpha_{21}+\alpha_{12}\alpha_{23}+\alpha_{12}\alpha_{21}\alpha_{23})/3+\alpha_{11}\alpha_{12}\alpha_{23}/12]b_o^2/\pi^2;$$

$$a_0=(\alpha_{11}\alpha_{23}+\alpha_{12}\alpha_{23}+\alpha_{21}\alpha_{12}+\alpha_{11}\alpha_{12}\alpha_{23}+\alpha_{21}\alpha_{23}\alpha_{12})b_n^2 b_o^2/\pi^4;$$

$$b_4=1+(\alpha_{23}+\alpha_{12}+\alpha_{12}\alpha_{23}/3)/3;$$

$$b_2=(\alpha_{12}+\alpha_{12}\alpha_{23}/3)b_n^2/\pi^2+(\alpha_{23}+\alpha_{12}\alpha_{23}/3)b_o^2/\pi^2;$$

$$b_0=\alpha_{12}\alpha_{23}b_n^2 b_o^2/\pi^4;$$

$$c_4=(1+\alpha_{23}/3)/6;$$

$$c_2=\alpha_{23}b_o^2/(6\pi^2)-(1+\alpha_{23}/3)b_n^2/\pi^2;$$

$$c_0=-\alpha_{23}b_n^2 b_o^2/\pi^4;$$

$$d_4=(1+\alpha_{12}/3)/6;$$

$$d_2=\alpha_{12}b_n^2/\pi^4/(6\pi^2)-(1+\alpha_{12}/3)b_o^2/\pi^2;$$

$$d_0=-\alpha_{12}b_n^2 b_o^2/\pi^4.$$

С помощью метода неопределенных коэффициентов представим выражение (2.16) в виде суммы простых дробных слагаемых:

$$X_1(p)=\frac{F_0(p)}{m_1} \left[ \frac{A}{p^2} + \frac{(D_0 p^2 + D_1)}{a_4 p^4 + a_2 p^2 + a_0} \right] \quad (2.19)$$

Коэффициенты  $A$ ,  $D_0$  и  $D_1$  найдем из соотношений:

$$b_0 = a_0 \cdot A; \quad b_2 = a_2 \cdot A + D_1; \quad b_4 = D_0 + a_4 \cdot A$$

Отсюда находим:

$$A = b_0/a_0 = m_1/(m_1 + m_2 + m_3 + m_n + m_o) = m_1/M_\Sigma; \quad D_1 = b_2 - a_2 \cdot b_0/a_0; \quad D_0 = b_4 - a_4 \cdot b_0/a_0.$$

Представим выражение (2.19) для удобства дальнейшего преобразования в следующем виде:

$$\begin{aligned} X_1(p) &= F_o(p) \left[ \frac{1}{M_\Sigma p^2} + \frac{(D_0 p^2 + D_1)}{a_4(p^4 + 2dp^2 + q)} \right] = F_o(p) \left[ \frac{1}{M_\Sigma p^2} + \frac{(\alpha p^2 + \beta)}{(p^2 + \omega_1^2)(p^2 + \omega_2^2)} \right] = \\ &= F_o(p) \left[ \frac{1}{M_\Sigma p^2} + (\alpha p^2 + \beta) \frac{1}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \left( \frac{1}{p^2 + \omega_1^2} - \frac{1}{p^2 + \omega_2^2} \right) \right], \end{aligned} \quad (2.20)$$

$$\text{где } \alpha = D_0/a_4; \quad \beta = D_1/a_4; \quad d = a_2/(2 \cdot a_4); \quad q = a_0/a_4; \quad \omega_1^2 = d + \sqrt{d^2 - q}; \quad \omega_2^2 = d - \sqrt{d^2 - q}.$$

Пользуясь свойствами [53] и таблицами [54] преобразования Лапласа, находим оригинал, соответствующий полученному изображению, т. е. переходную функцию:

$$X_1(t) = F_o \left[ \frac{1}{2M_\Sigma} t^2 + \frac{1}{\omega_1^2 - \omega_2^2} (Q_0 + Q_1 \cos \omega_1 t + Q_2 \cos \omega_2 t) \right],$$

где

$$Q_0 = \beta \left( \frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2} \right); \quad Q_1 = -\alpha + \frac{\beta}{\omega_1^2}; \quad Q_2 = \alpha - \frac{\beta}{\omega_2^2}.$$

Аналогично получают оригиналы для перемещений  $X_2(t)$  и  $X_3(t)$ .

Таким образом, переходные функции перемещения барабана и перемещаемых сосудов во времени, при учете влияния на динамику процесса упругой части системы представляют собой сумму составляющих: линейной параболической функции и синусоид с собственными частотами поднимающейся и опускающейся ветвей.

### 2.3. Описание динамики неуравновешенной подъемной установки методом структурного моделирования с применением граничных упругих связей

Согласно [20] для схемы, приведенной на рис. 2.2. зависимости динамических составляющих усилий в верхних сечениях подъемных канатов  $F_{1y}'$  и  $F_{1y}''$  от параметров установки и внешнего воздействия  $F_\delta$  представляются следующими уравнениями в операторной форме:

$$F_{1y}'(p) = F_\delta(p) + F_{1y}''(p) \frac{K_{mn}(T_{n2}^2 p^2 + T_\mu p + 1)}{T_{n1}^2 p^2 + T_\mu p + 1}; \quad (2.21)$$

$$F_{1y}''(p) = -F_\delta(p) + F_{1y}'(p) \frac{K_{mo}(T_{o2}^2 p^2 + T_\mu p + 1)}{T_{o1}^2 p^2 + T_\mu p + 1}. \quad (2.22)$$

Здесь  $K_{mn}$  и  $K_{mo}$  - коэффициенты динамических нагрузок:

$$\left. \begin{aligned} K_{mn} &= \frac{\alpha_{11}(1 + \alpha_{12})}{\alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{12}} = \frac{m_2 + m_{\kappa 1}}{m_1 + m_{\kappa 1} + m_2}; \\ K_{mo} &= \frac{\alpha_{21}(1 + \alpha_{23})}{\alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23}} = \frac{m_3 + m_{\kappa 2}}{m_1 + m_{\kappa 2} + m_3}. \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

$T_i$  - постоянные времени упругих механических колебаний:

$$\left. \begin{aligned} T_{n1} &= \frac{1}{b_{\kappa 1}} \sqrt{1 + \frac{(4 + \alpha_{11} + \alpha_{12})}{\alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{12}} \cdot \frac{\pi^2}{4}}; \\ T_{n2} &= \frac{1}{b_{\kappa 1}} \sqrt{1 + \frac{1}{1 + \alpha_{12}} \cdot \frac{\pi^2}{4}}; \\ T_{o1} &= \frac{1}{b_{\kappa 2}} \sqrt{1 + \frac{4 + \alpha_{21} + \alpha_{23}}{\alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23}} \cdot \frac{\pi^2}{4}}; \\ T_{o2} &= \frac{1}{b_{\kappa 2}} \sqrt{1 + \frac{1}{1 + \alpha_{23}} \cdot \frac{\pi^2}{4}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

Пренебрегая затуханием колебаний ( $T_\mu = 0$ ) и обозначив  $F_{1y}'(p)$ ,  $F_{1y}''(p)$  и  $F_\delta(p)$ , соответственно  $F_{1y}'$ ,  $F_{1y}''$  и  $F_\delta$ , выражения (2.21), (2.22) представим в виде:

$$F_{1y}'(p) = [F_\delta(p) + F_{1y}''(p)] \frac{\alpha_{11}[(1 + \alpha_{12} + \frac{\pi^2}{4})p^2 + (1 + \alpha_{12})b_{\kappa 1}^2]}{z_{\kappa 1}(p^2 + \omega_{\kappa 1}^2)} \quad (2.25)$$

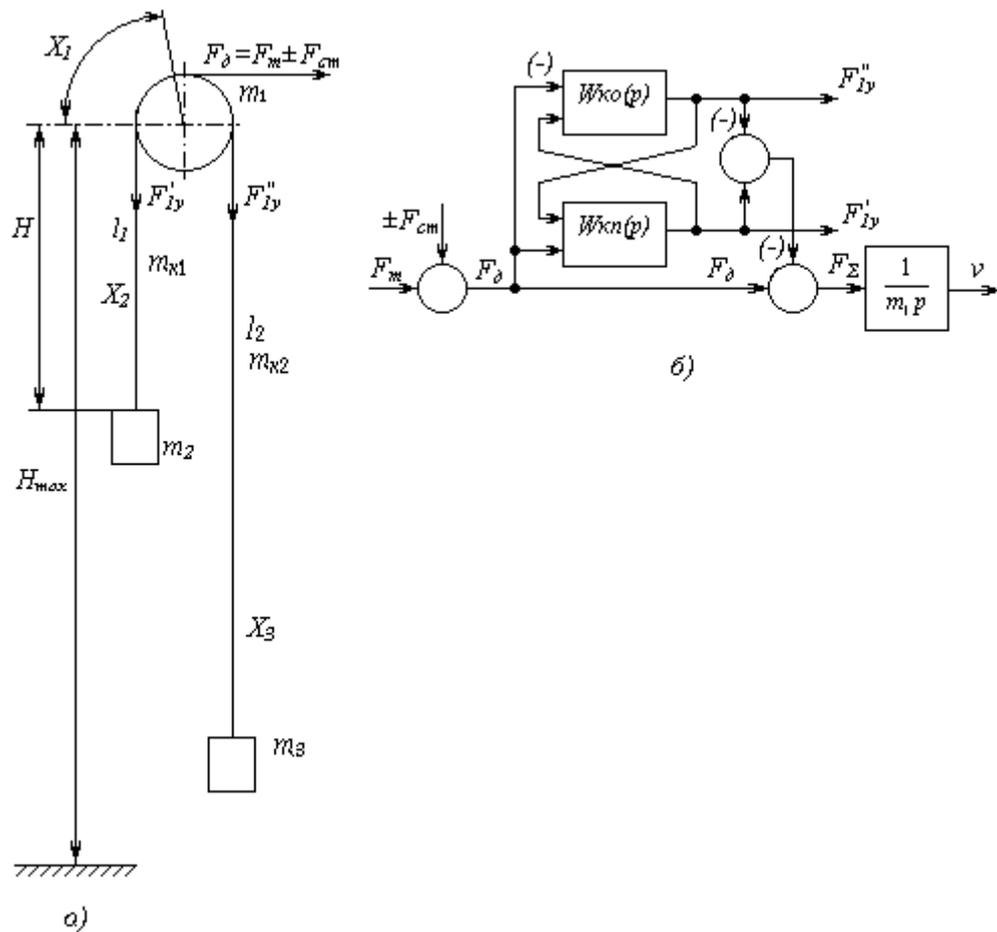


Рисунок 2.2 - Расчетная схема неуравновешенной подъемной установки для составления математического описания методом вспомогательных граничных упругих связей:

- а) схема неуравновешенной подъемной установки;
- б) расчетная структурная схема подъемной установки

$$F_{1y}''(p) = [-F_{\delta}(p) + F_{1y}'(p)] \frac{\alpha_{12}[(1 + \alpha_{23} + \frac{\pi^2}{4})p^2 + (1 + \alpha_{23})b_{\kappa 2}^2]}{z_{\kappa 2}(p^2 + \omega_{\kappa 2}^2)}, \quad (2.26)$$

где  $\omega_{\kappa 1}^2 = b_{\kappa 1}^2 (\alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{12})/z_{\kappa 1}$ ;  $\omega_{\kappa 2}^2 = b_{\kappa 2}^2 (\alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23})/z_{\kappa 2}$ ;  
 $z_{\kappa 1} = \alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{12} + (4 + \alpha_{11} + \alpha_{12})\pi^2/4$ ;  $z_{\kappa 2} = \alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23} + (4 + \alpha_{21} + \alpha_{23})\pi^2/4$ .

После преобразований получим два независимых уравнения, связывающих соответственно  $F_{1y}'$ ,  $F_{1y}''$  и  $F_{\delta}$ :

$$F_{1y}' \{z_{\kappa 1} z_{\kappa 2} (p^2 + \omega_{\kappa 1}^2)(p^2 + \omega_{\kappa 2}^2) - \alpha_{11}\alpha_{21}[(1 + \alpha_{23} + \frac{\pi^2}{4})p^2 + (1 + \alpha_{23})b_{\kappa 2}^2][(1 + \alpha_{12} + \frac{\pi^2}{4})p^2 + (1 + \alpha_{12})b_{\kappa 1}^2]\} = \\ = F_{\delta} \{z_{\kappa 2}(p^2 + \omega_{\kappa 2}^2) - \alpha_{21}[(1 + \alpha_{23} + \frac{\pi^2}{4})p^2 + (1 + \alpha_{23})b_{\kappa 2}^2]\} \alpha_{11} [(1 + \alpha_{12} + \frac{\pi^2}{4})p^2 + (1 + \alpha_{12})b_{\kappa 1}^2];$$

$$F_{1y}'' \{z_{\kappa 1} z_{\kappa 2} (p^2 + \omega_{\kappa 1}^2)(p^2 + \omega_{\kappa 2}^2) - \alpha_{11}\alpha_{21}[(1 + \alpha_{23} + \frac{\pi^2}{4})p^2 + (1 + \alpha_{23})b_{\kappa 2}^2][(1 + \alpha_{12} + \frac{\pi^2}{4})p^2 + \\ + (1 + \alpha_{12})b_{\kappa 1}^2]\} = \\ = -F_{\delta} \{z_{\kappa 1}(p^2 + \omega_{\kappa 1}^2) - \alpha_{11}[(1 + \alpha_{12} + \frac{\pi^2}{4})p^2 + (1 + \alpha_{12})b_{\kappa 1}^2]\} \alpha_{21} [(1 + \alpha_{23} + \frac{\pi^2}{4})p^2 + (1 + \alpha_{23})b_{\kappa 2}^2],$$

откуда:

$$F_{1y}'(p) = F_{\delta}(p) \frac{B_0 p^4 + B_1 p^2 + B_2}{A_0 p^4 + A_1 p^2 + A_2} = F_{\delta}(p) \cdot W_{\kappa 1}(p) \quad (2.27)$$

$$F_{1y}''(p) = -F_{\delta}(p) \frac{C_0 p^4 + C_1 p^2 + C_2}{A_0 p^4 + A_1 p^2 + A_2} = -F_{\delta}(p) \cdot W_{\kappa 2}(p) \quad (2.28)$$

где

$$B_0 = \alpha_{11}(1 + \alpha_{12} + \pi^2/4)[\alpha_{23} + (4 + \alpha_{23})\pi^2/4]; \\ B_1 = \alpha_{11}(1 + \alpha_{12})[\alpha_{23} + (4 + \alpha_{23})\pi^2/4]b_{\kappa 1}^2 + \alpha_{11}\alpha_{23}(1 + \alpha_{12} + \pi^2/4)b_{\kappa 2}^2; \\ B_2 = \alpha_{11}\alpha_{23}(1 + \alpha_{12})b_{\kappa 1}^2 b_{\kappa 2}^2; \\ C_0 = \alpha_{21}(1 + \alpha_{23} + \pi^2/4)[\alpha_{12} + (4 + \alpha_{12})\pi^2/4]; \\ C_1 = \alpha_{21}(1 + \alpha_{23})[\alpha_{12} + (4 + \alpha_{12})\pi^2/4]b_{\kappa 2} + \alpha_{21}\alpha_{12}(1 + \alpha_{23} + \pi^2/4)b_{\kappa 1}^2; \\ C_2 = \alpha_{21}\alpha_{12}(1 + \alpha_{23})b_{\kappa 1}^2 b_{\kappa 2}^2; \\ A_0 = z_1 z_2 - \alpha_{11}\alpha_{21}(1 + \alpha_{12} + \pi^2/4)(1 + \alpha_{23} + \pi^2/4); \\ A_1 = (\alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{12})[\alpha_{23} + (4 + \alpha_{23})\pi^2/4 + \alpha_{12}\alpha_{21}(1 + \alpha_{23} + \pi^2/4)]b_{\kappa 1} + \\ + (\alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23})[\alpha_{12} + (4 + \alpha_{12})\pi^2/4 + \alpha_{11}\alpha_{23}(1 + \alpha_{12} + \pi^2/4)]b_{\kappa 2}^2; \\ A_2 = [\alpha_{11}\alpha_{23}(1 + \alpha_{12}) + \alpha_{12}(\alpha_{23} + \alpha_{21} + \alpha_{23}\alpha_{21})]b_{\kappa 1}^2 b_{\kappa 2}^2.$$

Линейные перемещения каната на окружности навивки  $X_I$  можно определить из уравнения

$$m_1 \frac{d^2 X_1(t)}{dt^2} = F_\Sigma(t) = F_\delta(t) - F'_{1y}(t) + F''_{1y}(t)$$

или в операторной форме, при нулевых начальных условиях:

$$X_1(p) = \frac{F_\delta(p)}{m_1 p^2} \frac{(A_0 - B_0 - C_0)p^4 + (A_1 - B_1 - C_1)p^2 + (A_2 - B_2 - C_2)}{A_0 p^4 + A_1 p^2 + A_2}. \quad (2.29)$$

Применим метод неопределенных коэффициентов и представим выражение (2.29) в виде суммы простых дробных выражений, т. е.:

$$X_1(p) = \frac{F_\delta(p)}{m_1} \left[ \frac{A}{p^2} + \frac{D_0 p^2 + D_1}{A_0 p^4 + A_1 p^2 + A_2} \right], \quad (2.30)$$

Коэффициенты  $A$ ,  $D_0$  и  $D_1$  найдем из соотношений:

$$A \cdot A_2 = A_2 - B_2 - C_2; \quad A \cdot A_1 + D_1 = A_1 - B_1 - C_1; \quad A \cdot A_0 + D_0 = A_0 - B_0 - C_0.$$

Отсюда находим коэффициенты числителей:

$$A = A_2 - B_2 - C_2 / A_2 = m_1 / (m_1 + m_2 + m_3 + m_{\kappa 1} + m_{\kappa 2}) = m_1 / M_\Sigma = 1 - (B_2 + C_2) / A_2;$$

$$D_1 = A_1 - B_1 - C_1 - [1 - (B_2 + C_2) / A_2] A_1 = [(B_2 + C_2) A_1 / A_2] - B_1 - C_1;$$

$$D_0 = A_0 - B_0 - C_0 - [1 - (B_2 + C_2) / A_2] A_0 = [(B_2 + C_2) A_0 / A_2] - B_0 - C_0.$$

Для удобства дальнейшего преобразования представим выражение (2.30) в следующем виде:

$$\begin{aligned} X_1(p) &= F_\delta(p) \left[ \frac{1}{M_\Sigma p^2} + \frac{(D_0 p^2 + D_1)}{A_0 (p^4 + 2dp^2 + q)} \right] = F_\delta(p) \left[ \frac{1}{M_\Sigma p^2} + \frac{(\alpha p^2 + \beta)}{(p^2 + \omega_1^2)(p^2 + \omega_2^2)} \right] = \\ &= F_\delta(p) \left[ \frac{1}{M_\Sigma p^2} + (\alpha p^2 + \beta) \frac{1}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \left( \frac{1}{m_1(p^2 + \omega_1^2)} - \frac{1}{m_1(p^2 + \omega_2^2)} \right) \right], \end{aligned} \quad (2.31)$$

где  $\alpha = D_0 / A_0$ ;  $\beta = D_1 / A_0$ ;  $d = 0,5 A_1 / A_0$ ;  $q = A_2 / A_0$ ;  $\omega_1^2 = d + \sqrt{d^2 - q}$ ;  $\omega_2^2 = d - \sqrt{d^2 - q}$ .

Пользуясь свойствами преобразования Лапласа [53] и его таблицами [54], находим оригинал, соответствующий изображению (2.31):

$$X_1(t) = F_\delta \left[ \frac{1}{2M_\Sigma} t^2 + \frac{1}{\omega_1^2 - \omega_2^2} (Q_0 + Q_1 \cos \omega_1 t + Q_2 \cos \omega_2 t) \right],$$

где  $Q_0 = \beta \left( \frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2} \right)$ ;  $Q_1 = -\alpha + \frac{\beta}{\omega_1^2}$ ;  $Q_2 = \alpha - \frac{\beta}{\omega_2^2}$ .

Аналогично определяются оригиналы для перемещений  $X_2(t)$  и  $X_3(t)$ .

В табл. 2.1. представлены расчетные параметры для построения зависимостей  $X_1(t)$ ,  $X_2(t)$  и  $X_3(t)$  подъемной установки с глубиной подъема 2000 м по методике представленной в разделе 2.4., а на рис. 2.3. представлены графики зависимостей  $X_1(t)$ ,  $X_2(t)$  и  $X_3(t)$  для различных глубин подъема.

Таким образом, переходные функции перемещения барабана и перемещаемых сосудов во времени при учете влияния на динамику процесса упругой части системы представляют собой сумму параболической функции и синусоид с собственными частотами поднимающейся и опускающейся ветви.

## Исходные данные

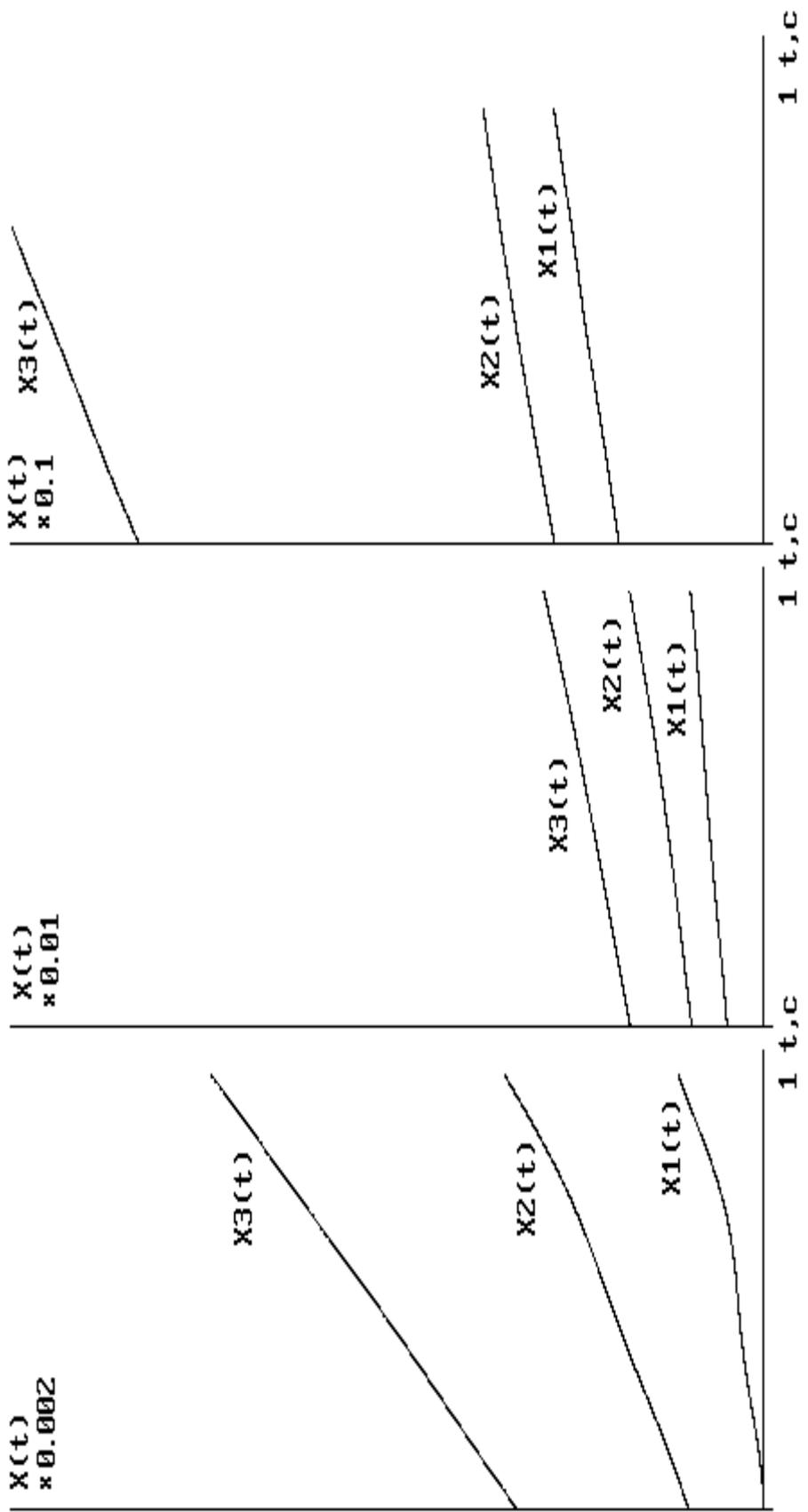
$m_1$	$m_2$	$m_3$	$q_{k1}$	$q_{k2}$	$H_{max}$	$a_k$	$\pi$	$\Sigma m$
27200	32000	24000	27	26	2100	4000	3.14	194500

Таблица 2.1.

$H$	$\alpha_{12}$	$\alpha_{23}$	$a_4$	$a_2$	$a_0$	$b_4$	$b_2$	$b_0$	$c_4$	$c_2$	$c_0$	$d_4$	$d_2$	$d_0$
200	0.07	1.76	2.65	237.8	1533.0	1.62	52.4	218.3	0.26	-633.4	-3118.0	0.17	0.1	-124.0
400	0.14	1.33	2.49	128.1	744.0	1.51	27.9	103.0	0.24	-143.1	-736.0	0.17	-3.5	-77.0
600	0.23	1.02	2.39	96.4	531.0	1.44	21.5	74.2	0.22	-58.3	-323.0	0.18	-6.0	-73.0
800	0.33	0.78	2.32	82.2	434.0	1.40	18.6	60.9	0.21	-30.3	-185.0	0.19	-9.1	-78.0
1000	0.45	0.59	2.29	77.3	401.0	1.38	17.6	56.2	0.20	-17.9	-125.0	0.19	-14.0	-95.0
1200	0.58	0.44	2.28	78.0	401.0	1.37	17.8	56.0	0.19	-11.3	-97.0	0.20	-22.5	-127.0
1400	0.75	0.31	2.30	85.3	444.0	1.38	19.4	62.0	0.18	-7.3	-83.0	0.21	-39.8	-200.0
1600	0.96	0.21	2.35	106.0	575.0	1.41	24.2	80.7	0.18	-4.5	-84.0	0.22	-83.5	-384.0
1800	1.22	0.11	2.41	153.2	858.0	1.46	33.8	117.8	0.17	-1.9	-97.0	0.23	-249.1	-1071.0
2000	1.56	0.04	2.53	436.4	2744.0	1.54	103.6	399.7	0.17	6.6	-256.0	0.25	-2431.0	-9993.0

Продолжение таблицы 2.1.

$H$	$Q_0$	$Q_1$	$Q_2$	$\omega_1$	$\omega_2$
200	0.94	-0.38	-0.56	9.10	2.65
400	0.52	-0.38	-0.14	6.70	2.57
600	0.39	-0.36	-0.03	5.70	2.59
800	0.39	-0.37	-0.02	5.50	2.51
1000	0.37	-0.35	-0.02	5.30	2.51
1200	0.36	-0.35	-0.01	5.30	2.53
1400	0.45	-0.36	-0.09	5.70	2.45
1600	0.56	-0.36	-0.2	6.30	2.47
1800	0.73	-0.37	-0.36	7.60	2.49
2000	2.2	-0.37	-1.83	12.80	2.57



а) б) в)

Рисунок 2.3 - Графики зависимостей  $X_1(t)$ ,  $X_2(t)$  и  $X_3(t)$  для случаев глубин подъема, м: а) 200, б) 1000, в) 2000.

## 2.4. Сравнительный анализ основных методов математического описания динамики подъемной установки

Проведенный, в предыдущих разделах этой главы, математический анализ описания подъемной установки дает основание убедиться в достоверности полученных результатов решения одной и той же задачи математического моделирования динамических процессов в неуравновешенной подъемной установке. Он также позволяет использовать эти результаты при создании моделей процессов рабочего и предохранительного торможения, а также создания на их основании способов, технологий и устройств с заданными динамическими свойствами.

Проанализировав оба метода математического описания упругой части неуравновешенной подъемной установки можно прийти к следующим выводам:

- оба метода дают возможность представления процессов, протекающих в сложной механической системе, которой является шахтная подъемная установка;
- оба метода обеспечивают высокую точность определения круговой частоты и амплитуды колебаний усилий в местах соединения каната к сосредоточенным массам, а также скоростей (перемещений) этих масс;
- метод моделирования на основе уравнений Лагранжа, описывает взаимодействия энергетических процессов протекающих в механической системе. Он достаточно прост, и дает результат. Однако он громоздкий и менее удобен для моделирования систем управления приводом, включающим звенья различной физической природы;
- метод вспомогательных граничных упругих связей, при котором соблюдается динамическое подобие звеньев различной физической природы осуществляется методом структурного моделирования. Структурное моделирование электромеханических систем, к которым относятся приводы (в т. ч. приводы рабочего и предохранительного торможения, включающих механические звенья с сосредоточенными и распределенными параметрами), позволяет выделить из системы любой элемент, в том числе и ветвь каната, и

рассматривать его как отдельное динамическое звено. Включение этого звена в общую схему производится с учетом взаимодействия его с другими звеньями, а построение общей структурной модели системы торможения подъемной установки позволяет не учитывать различия в методах анализа и синтеза динамических процессов в системе управления и механической части.

Таким образом, дальнейшие исследования целесообразно проводить с использованием метода граничных упругих связей и структурного моделирования. При этом упрощаются задачи анализа и синтеза структурных схем, разработки принципиальных схем корректирующих устройств, обеспечивающих рациональные законы управления тормозным устройством, а, следовательно, и параметры предохранительного торможения, как одного из самых важных и ответственных процессов в технологии шахтного подъема.

## 2.5. Исследование переходных процессов в системе управления приводом тормоза

### 2.5.1. Моделирование упругой части уравновешенной подъемной установки в режиме предохранительного торможения

Согласно теории автоматического управления при ограничении максимального замедления, которое необходимо для обеспечения безопасности эксплуатации подъемной установки, наиболее рациональной по быстродействию будет система, обеспечивающая трапециидальную диаграмму замедления. Такой режим работы подъемной установки, при исключении колебаний динамических нагрузок, будет одновременно и рациональным по динамичности. Построение системы управления, реализующей диаграмму скорости с заданным замедлением, и в то же время близкую к рациональной по быстродействию и динамичности, является одной из основных задач, решаемых при проектировании шахтных подъемных установок. Особенностью этих задач является наличие в механической части больших приведенных масс и упругих звеньев с распределенными параметрами.

В отличие от систем управления электроприводом шахтных подъемных установок системы управления приводом тормоза, и в особенности предохранительного, должны обеспечивать необходимое быстродействие, обусловленное Правилами безопасности [1]. А это выполнить невозможно без формирования тормозным устройством рациональных по характеру и времени воздействий на подъемную установку. Причем тип используемого тормозного устройства не имеет значения, важно то, какой характер носят его воздействия на систему “подъемная машина – канат – упругая часть – сосуд”.

Исследования переходных процессов в механической части подъемной установки удобно проводить при помощи моделирования. Для технических устройств, основу которых составляет привод, наиболее удобным видом является структурное моделирование. При анализе динамических нагрузок удобно

пользоваться структурной схемой, выходными параметрами которой являются динамические усилия, возникающие в верхних сечениях ветвей канатов. Входным параметром является управляющее воздействие, в данном случае тормозное усилие, а также усилия, возникающие в механической части подъемной установки в процессе торможения. Для приведенной на рис. 2.4 расчетной схемы выходными параметрами являются усилия в точках сопряжения канатов с барабаном подъемной машины  $F_{ly}'$  и  $F_{ly}''$ , а входными  $F_{дин} = F_m \pm F_{см}$ .

Согласно [21] передаточные функции упругой части статически уравновешенной системы подъема имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} W_{кн}(p) &= \frac{\alpha_{11}(b_0'p^4 + b_1'p^3 + b_2'p^2 + b_3'p + b_4')}{a_0'p^4 + a_1'p^3 + a_2'p^2 + a_3'p + a_4'}; \\ W_{ко}(p) &= \frac{\alpha_{21}(b_0''p^4 + b_1''p^3 + b_2''p^2 + b_3''p + b_4'')}{a_0''p^4 + a_1''p^3 + a_2''p^2 + a_3''p + a_4''} \end{aligned} \right\} (2.32),$$

где  $b_0' = (1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{12} + \alpha_{32} + \pi^2/4)$ ;

$b_1' = [(1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{12}) + \alpha_{32}]b_{k1}^2\mu_k + [(1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{32}) + \alpha_{12}]b_{k3}^2\mu_x$ ;

$b_2' = [(1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{12}) + \alpha_{32}]b_{k1}^2 + [(1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{32}) + \alpha_{12}]b_{k3}^2 + (1 + \alpha_{12} + \alpha_{32})b_{k1}^2b_{k3}^2\mu_k\mu_x$ ;

$b_3' = (1 + \alpha_{12} + \alpha_{32})b_{k1}^2b_{k3}^2(\mu_k + \mu_x)$ ;

$b_4' = (1 + \alpha_{12} + \alpha_{32})b_{k1}^2b_{k3}^2$ ;

$b_0'' = (1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{23} + \alpha_{43} + \pi^2/4)$ ;

$b_1'' = [(1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{23}) + \alpha_{43}]b_{k2}^2\mu_k + [(1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{43}) + \alpha_{23}]b_{k4}^2\mu_x$ ;

$b_2'' = [(1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{23}) + \alpha_{43}]b_{k2}^2 + [(1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{43}) + \alpha_{23}]b_{k4}^2 + (1 + \alpha_{23} + \alpha_{43})b_{k2}^2b_{k4}^2\mu_k\mu_x$ ;

$b_3'' = (1 + \alpha_{23} + \alpha_{43})b_{k2}^2b_{k4}^2(\mu_k + \mu_x)$ ;

$b_4'' = (1 + \alpha_{23} + \alpha_{43})b_{k2}^2b_{k4}^2$ ;

$a_0' = [\alpha_{11} + (4 + \alpha_{11})\pi^2/4](1 + \alpha_{32} + \pi^2/4) + \alpha_{12}(1 + \alpha_{11} + \pi^2/4)(1 + \pi^2/4)$ ;

$a_1' = [(\alpha_{11} + \alpha_{11}\pi^2/4 + \pi^2)(1 + \alpha_{32}) + \alpha_{12}(1 + \alpha_{11} + \pi^2/4)]b_{k3}^2\mu_x + [(1 + \pi^2/4)(\alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{32})]b_{k1}^2\mu_x$ ;

$a_2' = [(\alpha_{11} + \alpha_{11}\pi^2/4 + \pi^2)(1 + \alpha_{32}) + \alpha_{12}(1 + \alpha_{11} + \pi^2/4)]b_{k3}^2 + [(1 + \pi^2/4)(\alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{32})]b_{k1}^2 + (\alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{32})b_{k1}^2b_{k3}^2\mu_k\mu_x$ ;

$a_3' = (\alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{32})b_{k1}^2b_{k3}^2(\mu_k + \mu_x)$ ;

$a_4' = (\alpha_{11} + \alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{32})b_{k1}^2b_{k3}^2$ ;

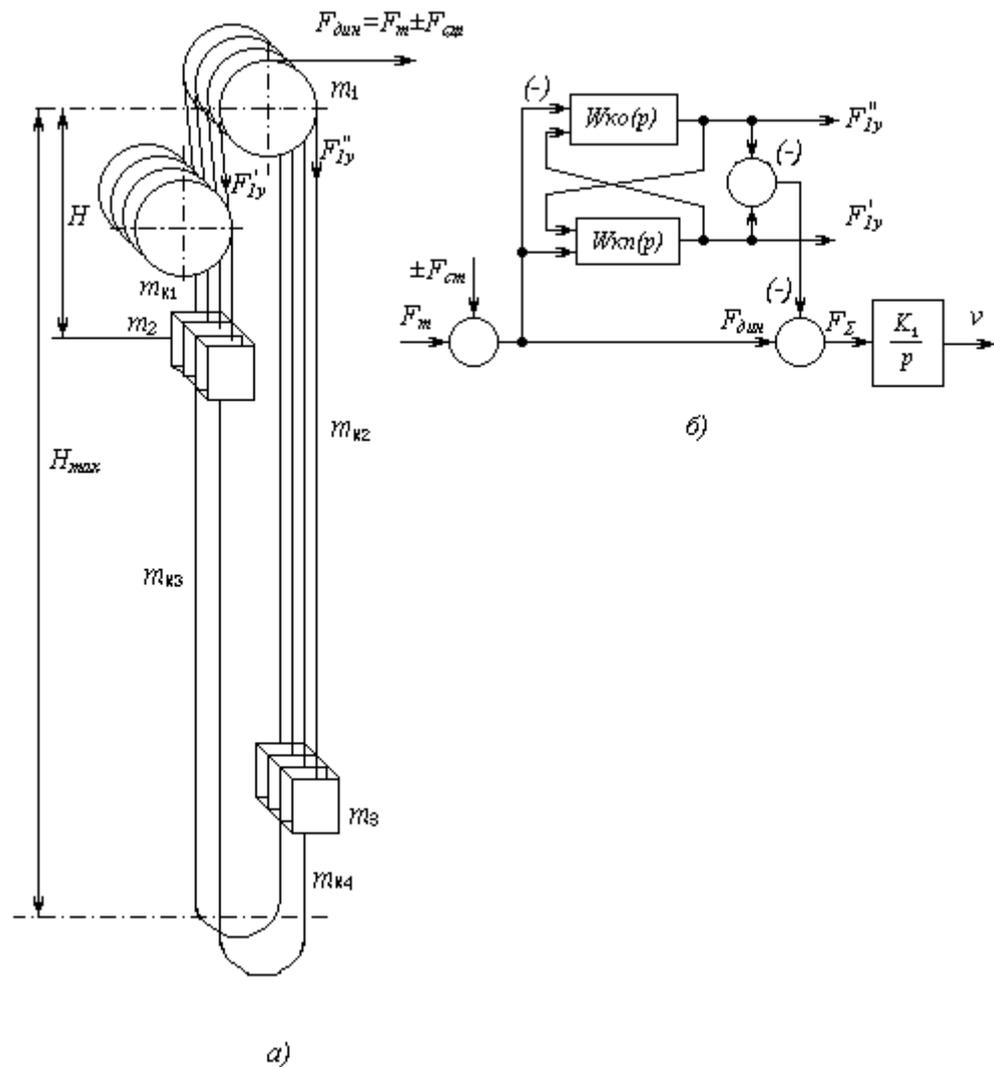


Рисунок 2.4 - Схема многоканатной уравновешенной подъемной установки и ее расчетная структурная схема.

а) схема уравновешенной подъемной установки;

б) расчетная структурная схема подъемной установки как упругой системы

$$a_0'' = [\alpha_{21} + (4 + \alpha_{21})\pi^2/4](1 + \alpha_{43} + \pi^2/4) + \alpha_{23}(1 + \alpha_{21} + \pi^2/4)(1 + \pi^2/4);$$

$$a_1'' = [(\alpha_{21} + \alpha_{21}\pi^2/4 + \pi^2)(1 + \alpha_{43}) + \alpha_{23}(1 + \alpha_{21} + \pi^2/4)]b_{k4}^2\mu_x + [(1 + \pi^2/4)(\alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{43})]b_{k2}^2\mu_x;$$

$$a_2'' = [(\alpha_{21} + \alpha_{21}\pi^2/4 + \pi^2)(1 + \alpha_{43}) + \alpha_{23}(1 + \alpha_{21} + \pi^2/4)]b_{k4}^2 + [(1 + \pi^2/4)(\alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23}) + \alpha_{21}\alpha_{43}]b_{k2}^2 + (\alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{43})b_{k4}^2b_{k2}^2\mu_k\mu_x;$$

$$a_3'' = (\alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{43})b_{k4}^2b_{k2}^2(\mu_k + \mu_x);$$

$$a_4'' = (\alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{43})b_{k2}^2b_{k4}^2.$$

При анализе механической части подъема с точки зрения динамических перегрузок во время аварийного торможения наибольший практический интерес представляет исследование состояния системы, когда подъемные сосуды находятся в крайних положениях. В этом случае одна ветвь подъемного и одна ветвь уравнивающего канатов имеют максимальные длины, а две другие - минимальные. Следовательно, упругостью коротких ветвей можно пренебречь. Если рассматривать случай [21], когда  $l_2 \rightarrow 0$ ,  $l_3 \rightarrow 0$ , то чтобы перейти от общих выражений передаточных функций (2.32) к частным, нужно приняв  $b_{k2} \rightarrow \infty$ ,  $b_{k3} \rightarrow \infty$ ,  $\mu_k\mu_x \rightarrow \infty$ , разделить числитель и знаменатель передаточных функций (2.32) на  $b_{k2}^2\mu_x \rightarrow \infty$  и  $b_{k3}^2\mu_x \rightarrow \infty$ . Это позволит значительно упростить передаточные функции упругой системы. В результате получим зависимости:

$$\left. \begin{aligned} W_{kn}(p) &= \frac{\alpha_{11}(c_0'p^2 + c_1'p + c_2')}{d_0'p^2 + d_1'p + d_2'} = \frac{F_{1y}'}{F_{\text{дин}} + F_{1y}''}; \\ W_{ko}(p) &= \frac{\alpha_{21}(c_0''p^2 + c_1''p + c_2'')}{d_0''p^2 + d_1''p + d_2''} = \frac{F_{1y}''}{-F_{\text{дин}} + F_{1y}'} \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

где

$$c_0' = (1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{32}) + \alpha_{12}; \quad c_1' = (1 + \alpha_{12} + \alpha_{32})b_{k1}^2\mu_k; \quad c_2' = (1 + \alpha_{12} + \alpha_{32})b_{k1}^2;$$

$$d_0' = [\alpha_{11}(1 + \pi^2/4) + \pi^2](1 + \alpha_{32}) + \alpha_{12}(1 + \alpha_{11} + \pi^2/4); \quad d_1' = (\alpha_{11} + \alpha_{11}\alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{32} + \alpha_{12})b_{k1}^2\mu_k;$$

$$d_2' = (\alpha_{11} + \alpha_{11}\alpha_{12} + \alpha_{11}\alpha_{32} + \alpha_{12})b_{k1}^2;$$

$$c_0'' = (1 + \pi^2/4)(1 + \alpha_{23}) + \alpha_{43}; \quad c_1'' = (1 + \alpha_{23} + \alpha_{43})b_{k4}^2\mu_x; \quad c_2'' = (1 + \alpha_{23} + \alpha_{43})b_{k4}^2;$$

$$d_0'' = (1 + \pi^2/4)(\alpha_{21} + \alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{23}) + \alpha_{21}\alpha_{43}; \quad d_1'' = (\alpha_{21} + \alpha_{21}\alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{43} + \alpha_{23})b_{k4}^2\mu_x;$$

$$d_2'' = (\alpha_{21} + \alpha_{21}\alpha_{23} + \alpha_{21}\alpha_{43} + \alpha_{23})b_{k4}^2.$$

Из выражений (2.33) находим зависимости  $F_{1y}'$  и  $F_{1y}''$  динамических составляющих  $F_{дин}$ :

$$\left. \begin{aligned} F_{1y}'(p) &= F_{дин}(p) \frac{\alpha_{11}(b_4 p^4 + b_3 p^3 + b_2 p^2 + b_1 p + b_0)}{a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}, \\ F_{1y}''(p) &= -F_{дин}(p) \frac{\alpha_{21}(c_4 p^4 + c_3 p^3 + c_2 p^2 + c_1 p + c_0)}{a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}, \end{aligned} \right\} \quad (2.34)$$

где

$$b_4 = c_0'(d_0'' - \alpha_{21}c_0''); \quad b_3 = c_0'(d_1'' - \alpha_{21}c_1'') + c_1'(d_0'' - \alpha_{21}c_0'');$$

$$b_2 = c_0'(d_2'' - \alpha_{21}c_2'') + c_1'(d_1'' - \alpha_{21}c_1'') + c_2'(d_0'' - \alpha_{21}c_0'');$$

$$b_1 = c_1'(d_2'' - \alpha_{21}c_2'') + c_2'(d_1'' - \alpha_{21}c_1''); \quad b_0 = c_2'(d_2'' - \alpha_{21}c_2'');$$

$$c_4 = c_0''(d_0' - \alpha_{11}c_0'); \quad c_3 = c_0''(d_1' - \alpha_{11}c_1') + c_1''(d_0' - \alpha_{11}c_0');$$

$$c_2 = c_0''(d_2' - \alpha_{11}c_2') + c_1''(d_1' - \alpha_{11}c_1') + c_2''(d_0' - \alpha_{11}c_0');$$

$$c_1 = c_1''(d_2' - \alpha_{11}c_2') + c_2''(d_1' - \alpha_{11}c_1'); \quad c_0 = c_2''(d_2' - \alpha_{11}c_2');$$

$$a_4 = d_0'd_0'' - \alpha_{11}\alpha_{21}c_0'c_0''; \quad a_3 = d_0'd_1'' - d_1'd_0'' - \alpha_{11}\alpha_{21}(c_0'c_1'' + c_1'c_0'');$$

$$a_2 = d_2'd_4'' - d_3'd_3'' - d_4'd_2'' - \alpha_{11}\alpha_{21}(c_2'c_4'' + c_3'c_3'' + c_4'c_2'');$$

$$a_1 = d_1'd_2'' - d_2'd_1'' - \alpha_{11}\alpha_{21}(c_1'c_2'' + c_2'c_1''); \quad a_0 = d_2'd_2'' - \alpha_{11}\alpha_{21}c_2'c_2''.$$

Подставив соответствующие значения параметров подъемной установки в выражения, определяющие коэффициенты полиномов числителя и знаменателя зависимостей (2.34), получим операторные уравнения для определения величин усилий, возникающих в упругой части системы подъема, соответствующих различным длинам опускающейся и поднимающейся ветвей подъемных канатов. В таблицах 2.2. и 2.3 приведены коэффициенты выражений (2.34) для крайних положений подъемных сосудов при глубинах подъема 2500м и 860м.

Для определения характеристик переходного процесса с помощью обратного преобразования Лапласа при ступенчатом единичном управляющем воздействии, примем  $F_{дин}(p) = 1/p$ . Тогда для глубины подъема 2500м, с учетом влияния уравновешивающих канатов уравнения (2.34) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} F_{1y}'(p) &= \frac{2,547(1,27p^4 + 0,262p^3 + 26,2p^2 + 2,44p + 121,9)}{p(13,47p^4 + 2,18p^3 + 218,47p^2 + 13,46p + 673,14)}, \\ F_{1y}''(p) &= -\frac{0,056(112,7p^4 + 20p^3 + 2002,3p^2 + 99,5p + 4986,6)}{p(13,47p^4 + 2,18p^3 + 218,47p^2 + 13,46p + 673,14)}. \end{aligned} \right\} \quad (2.35).$$

Расчетные коэффициенты дифференциальных уравнений математического моделирования динамики упругой части уравновешенной подъемной установки

Исходные данные

$m_1$	$m_2$	$m_3$	$q_{k1}$	$q_{k2}$	$H_{max}$	$a_k$	$\pi$	$\Sigma m$	$\mu_k$
27200	32000	24000	27	26	2500	4000	3.14	215700	0.01

Таблица 2.2

$H$	$\alpha_{11}$	$\alpha_{21}$		$c_0'$	$c_1'$	$c_2'$	$d_0'$	$d_1'$	$d_2'$	$c_0''$	$c_1''$	$c_2''$	$d_0''$	$d_1''$	$d_2''$
2450	2.547	0.056		5.71	0.771	77.1	32.16	2.49	249.17	6.4	0.944	94.45	0.581	0.069	6.87
	$b_4$	$b_3$	$b_2$	$b_1$	$b_0$	$c_4$	$c_3$	$c_2$	$c_1$	$c_0$	$a_4$	$a_3$	$a_2$	$a_1$	$a_0$
	1.27	0.262	26.2	2.44	121.9	112.7	20.0	2002.3	99.5	4986.6	13.47	2.18	218.47	13.46	673.14

Исходные данные

$m_1$	$m_2$	$m_3$	$q_{k1}$	$q_{k2}$	$H_{max}$	$a_k$	$\pi$	$\Sigma m$	$\mu_k$
27200	32000	24000	27	26	860	4000	3.14	128780	0.01

Таблица 2.3

$H$	$\alpha_{11}$	$\alpha_{21}$		$c_0'$	$c_1'$	$c_2'$	$d_0'$	$d_1'$	$d_2'$	$c_0''$	$c_1''$	$c_2''$	$d_0''$	$d_1''$	$d_2''$
840	0.86	0.056		4.25	3.69	369.4	16.22	4.74	473.9	4.57	4.62	462.1	0.478	0.411	41.09
	$b_4$	$b_3$	$b_2$	$b_1$	$b_0$	$c_4$	$c_3$	$c_2$	$c_1$	$c_0$	$a_4$	$a_3$	$a_2$	$a_1$	$a_0$
	0.944	1.467	147.25	112.38	5619.6	57.42	65.2	6527.4	1445.14	72183.4	6.82	7.174	718.24	225.2	11251.4

Поскольку выражения вида (2.35) являются дробными рациональными функциями, то их можно представить в виде суммы простых дробей. Для этого нормализуем знаменатели, т. е. приведем к виду, при котором коэффициенты при старшей производной будут равны единице, а затем разложим нормализованные полиномы на множители. Для решения уравнений (2.35), имеющих четвертый порядок, воспользуемся численными методами вычислений. В результате получим корни уравнения:

$$p_{1,2} = -0,0208 \pm j2,033; \quad p_{3,4} = -0,0601 \pm j3,475; \quad p_5 = 0.$$

Тогда выражения (2.35) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} F'_{1y}(p) &= \frac{1,89 \cdot 10^{-1}(1,27p^4 + 0,262p^3 + 26,2p^2 + 2,44p + 121,9)}{p(p + 0,0208 - j \cdot 2,033)(p + 0,0208 + j \cdot 2,033)(p + 0,0601 - j \cdot 3,475)(p + 0,0601 + j \cdot 3,475)} \\ F''_{1y}(p) &= -\frac{4,16 \cdot 10^{-3}(112,7p^4 + 20p^3 + 2002,3p^2 + 99,5p + 4986,6)}{p(p + 0,0208 - j \cdot 2,033)(p + 0,0208 + j \cdot 2,033)(p + 0,0601 - j \cdot 3,475)(p + 0,0601 + j \cdot 3,475)} \end{aligned} \right\} \quad (2.36).$$

Преобразуем полученные выражения и представим их с помощью метода неопределенных коэффициентов в виде сумм простых дробей. Для этого, подставляя в выражения (2.36) вместо аргумента  $p$  значения корней знаменателя, вычислим соответствующие значения числителей. При этом выражения (2.36) преобразуются в тождества относительно значений их числителей. Эта задача может быть решена с помощью стандартной программы на ПЭВМ. Выражения (2.36) преобразуются к виду:

$$\begin{aligned} F'_{1y}(p) &= 1,89 \cdot 10^{-1} \left( \frac{2,439}{p} + \frac{-0,538 - j \cdot 5,467 \cdot 10^{-3}}{p + 0,0208 - j \cdot 2,033} + \frac{-0,538 + j \cdot 5,467 \cdot 10^{-3}}{p + 0,0208 + j \cdot 2,033} + \frac{-0,0475 - j \cdot 8,86 \cdot 10^{-4}}{p + 0,0601 - j \cdot 3,475} - \right. \\ &\left. - \frac{-0,0475 - j \cdot 8,86 \cdot 10^{-4}}{p + 0,0601 + j \cdot 3,475} \right) = \frac{0,461}{p} - \frac{0,203(p + 0,0208) - 4,22 \cdot 10^{-3}}{(p + 0,0208)^2 + 2,033^2} + \frac{1,796 \cdot 10^{-2}(p + 0,0601) - 1,16 \cdot 10^{-3}}{(p + 0,0601)^2 + 3,475^2} \end{aligned} \quad (2.37)$$

$$F''_{1y}(p) = -4,16 \cdot 10^{-3} \left( \frac{99,79}{p} + \frac{2,074 + j \cdot 0,228}{p + 0,0208 - j \cdot 2,033} + \frac{2,074 - j \cdot 0,228}{p + 0,0208 + j \cdot 2,033} + \frac{-14,33 - j \cdot 0,263}{p + 0,0601 - j \cdot 3,475} + \right.$$

$$+ \frac{-14,33 + j \cdot 0,263}{p + 0,0601 + j \cdot 3,475}) = -\frac{0,415}{p} - \frac{0,172(p + 0,0208) + 3,85 \cdot 10^{-3}}{(p + 0,0208)^2 + 2,033^2} + \frac{0,119(p + 0,0601) - 7,56 \cdot 10^{-3}}{(p + 0,0601)^2 + 3,475^2} \quad (2.38).$$

Выражения (2.37) и (2.38) приведены к виду удобному для обратного преобразования Лапласа. С помощью таблиц [54] получим аналитические выражения, характеризующие переходные процессы в усилиях  $F_{ly}'(t)$  и  $F_{ly}''(t)$ , возникающие в результате ступенчатого изменения тормозного усилия:

$$F_{ly}'(t) = 0,461 - (0,203 \cos 2,033 \cdot t - 2,08 \cdot 10^{-3} \sin 2,033 \cdot t)e^{-0,0208t} - (1,796 \cdot 10^{-2} \cos 3,475 \cdot t - 3,35 \cdot 10^{-4} \sin 3,475 \cdot t)e^{-0,0601t} \quad (2.39)$$

$$F_{ly}''(t) = -0,415 - (0,172 \cos 2,033 \cdot t - 1,9 \cdot 10^{-3} \sin 2,033 \cdot t)e^{-0,0208t} + (0,119 \cos 3,475 \cdot t - 2,18 \cdot 10^{-3} \sin 3,475 \cdot t)e^{-0,0601t} \quad (2.40).$$

На рис. 2.5 представлены временные зависимости этих выражений.

Из выражений (2.39), (2.40) видно, что характеристики переходных процессов изменения усилий в точках сопряжения головных канатов с барабаном подъемной машины для варианта с учетом влияния на динамику процесса уравновешивающего каната содержат установившуюся составляющую и по две переходные составляющие. Переходной процесс носит затухающий характер, т. к. все комплексные корни имеют отрицательные вещественные части. При  $t \rightarrow \infty$   $F_{ly}' \rightarrow 0,461$  и  $F_{ly}'' \rightarrow 0,415$ , т. е. усилия в местах сопряжения канатов с барабаном стремятся к установившимся составляющим переходных характеристик.

Этот же результат можно получить, воспользовавшись свойством преобразования Лапласа для описания затухающих процессов, когда  $t \rightarrow \infty$  соответствует  $p \rightarrow 0$ .

Действительно, если принять  $p=0$  в выражении (2.34), то после преобразований получим:

$$\left. \begin{aligned} F_{ly\_уст}' &= F_{дин} \frac{b_0}{a_0} = F_{дин} \frac{m_2 + m_{k1} + m_{k3}}{m_1 + m_2 + m_3 + m_{k1} + m_{k2} + m_{k3} + m_{k4}} = 0,461 F_{дин} \\ F_{ly\_уст}'' &= -F_{дин} \frac{c_0}{a_0} = -F_{дин} \frac{m_3 + m_{k2} + m_{k4}}{m_1 + m_2 + m_3 + m_{k1} + m_{k2} + m_{k3} + m_{k4}} = -0,415 F_{дин} \end{aligned} \right\} \quad (2.41)$$

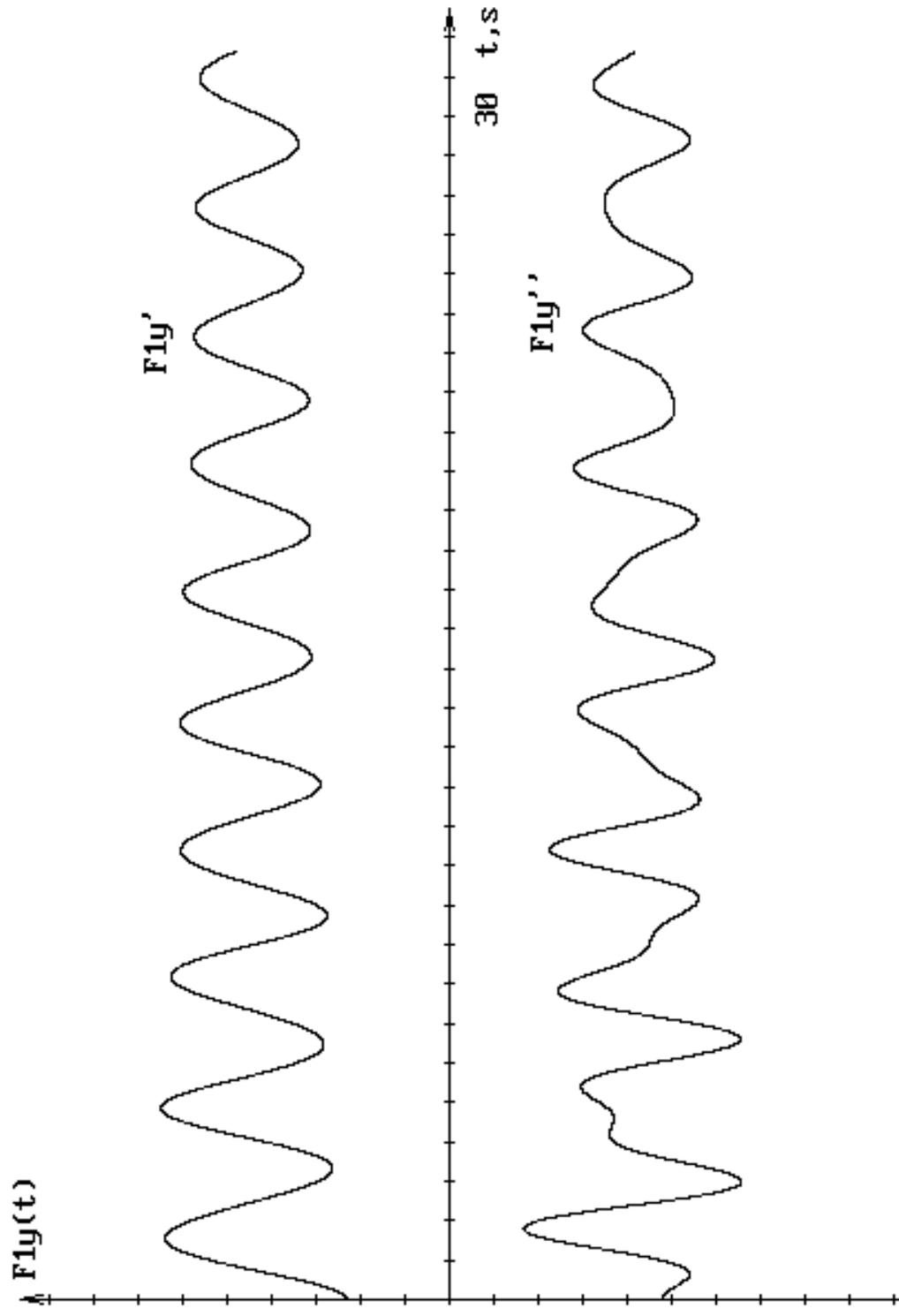


Рисунок 2.5 - Графики переходных процессов для усилий  $F_{1y}'(t)$ ,  $F_{1y}''(t)$  по выражениям (2.39), (2.40)

Сравнение полученных выше результатов с (2.41) показывает, что установившиеся составляющие усилий  $F_{Iy}'(t)$  и  $F_{Iy}''(t)$  определяются отношением масс на соответствующей ветви каната к общей сумме масс движущихся частей системы.

Анализ переходных составляющих, входящих в уравнение (2.39), (2.40) показывает, что их значения определяются параметрами упругих частей системы, учитываемых при составлении уравнений (2.34), и взаимным влиянием упругостей поднимающихся и опускающихся ветвей канатов друг на друга. Так, основные частоты колебаний системы, соответствующие мнимым частям корней характеристических уравнений, определяются суммарными массами и наибольшими длинами упругих ветвей канатов.

По этой методике была составлена математическая модель расчета усилий  $F_{Iy}'(t)$  и  $F_{Iy}''(t)$  для высоты подъема 2500м без учета влияния упругости уравновешивающего каната и включением его масс опускающейся и поднимающейся ветвей в массы опускающегося и поднимающегося сосудов. Это упростило вычисление коэффициентов уравнений (2.33). Для такой системы получены следующие аналитические выражения, характеризующие динамику подъема:

$$\begin{aligned} F_{Iy}'(t) &= 0,463 - (0,29 \cos 2,149t - 3,2 \cdot 10^{-3} \sin 2,149t)e^{-0,0231t} + (0,28 \cos 15,37t - 2,2 \cdot 10^{-2} \sin 15,37t)e^{-1,188t} \\ F_{Iy}''(t) &= -0,412 + (0,23 \cos 2,149t - 2,4 \cdot 10^{-3} \sin 2,149t)e^{-0,0231t} + (0,63 \cos 15,37t - 4,9 \cdot 10^{-2} \sin 15,37t)e^{-1,188t} \end{aligned} \quad (2.40)$$

Семейства соответствующих временных диаграмм для (2.39) и (2.40) представлены на рис. 2.6.

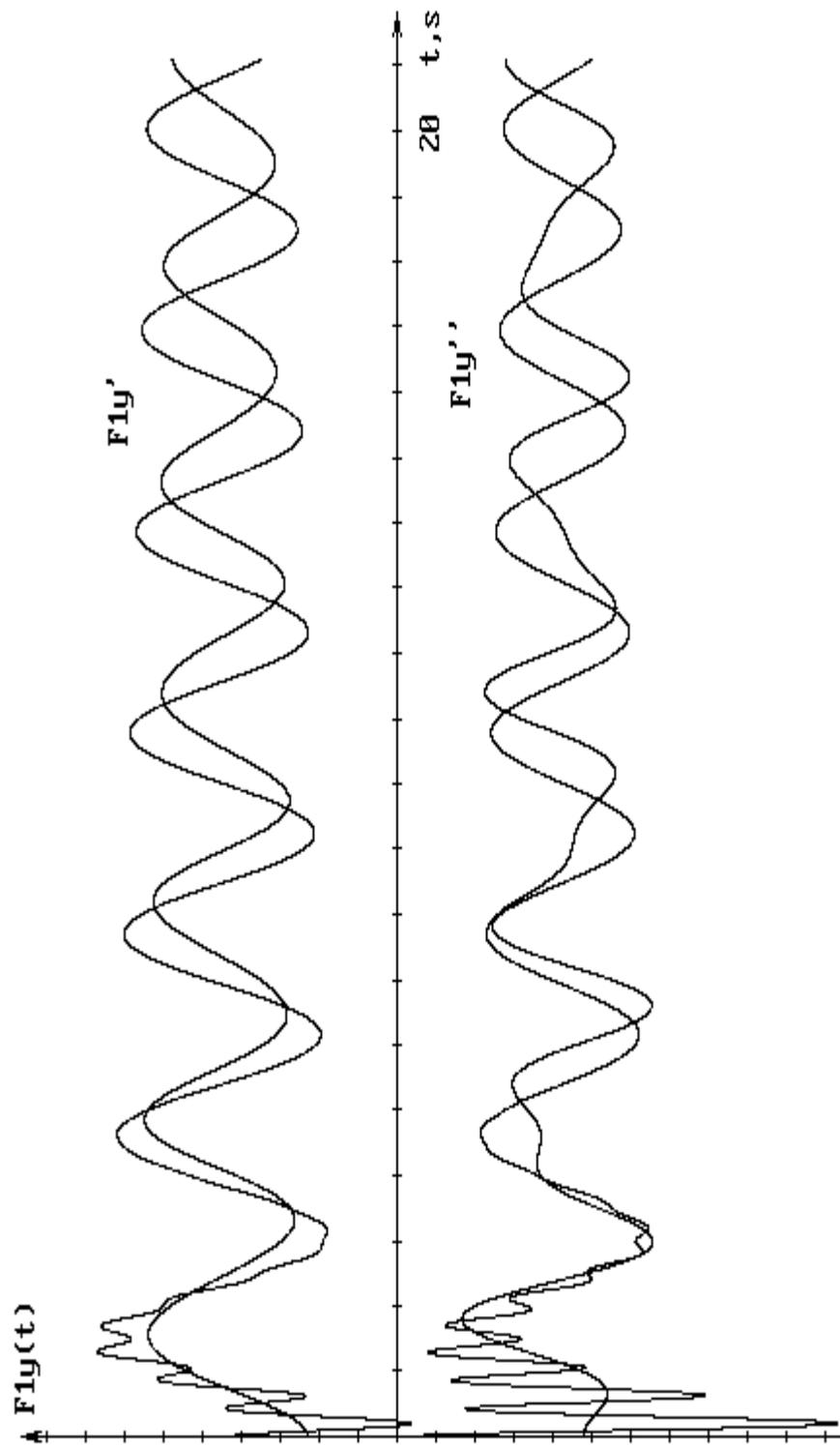


Рисунок 2.6 - Семейства временных характеристик усилий  $F_{1y}'(t)$  и  $F_{1y}''(t)$ , полученных для подъема глубины 2500м и расположением сосудов в крайних точках с учетом и без учета влияния упругости уравновешивающего каната

Для дальнейшего использования данной математической модели и сравнения ее с результатами, при исследовании реальной подъемной установки, рассчитаем усилия  $F_{1y}'(t)$  и  $F_{1y}''(t)$  для подъемных машин ЦШ4-4 с дисковым многоступенчатым тормозом, находящейся в эксплуатации на шахте им. 9 Пятилетки ПО Советскуголь, и с пружинно-пневматическим тормозом на шахте "Северопесчанская" Богословского рудоуправления ПО Уралруда (Россия). Технические условия, в которых они работают, приблизительно одинаковы.

Наибольший интерес для исследования динамики процесса торможения, как отмечалось выше, представляет случай крайних положений подъемных сосудов, когда длины ветвей одного головного и противоположного ему хвостового канатов имеют максимальные значения. Пользуясь приведенным выше методом, определяем усилия  $F_{1y}'(t)$  и  $F_{1y}''(t)$ .

Для подъемной установки с общей глубиной подъема  $H_{max} = 860\text{ м}$  и положении подъемного сосуда на отметке  $850\text{ м}$  получим:

$$\left. \begin{aligned} F_{1y}'(p) &= \frac{0,86(0,944p^4 + 1,467p^3 + 147,25p^2 + 112,38p + 5619,6)}{p(6,82p^4 + 7,174p^3 + 718,24p^2 + 225,18p + 11251,4)}, \\ F_{1y}''(p) &= -\frac{0,056(57,4p^4 + 65,2p^3 + 6527,4p^2 + 1445,1p + 72183,4)}{p(6,82p^4 + 7,174p^3 + 718,24p^2 + 225,18p + 11251,4)}. \end{aligned} \right\} \quad (2.42).$$

Решая уравнения (2.42), получим аналитические выражения для усилий  $F_{1y}'(t)$  и  $F_{1y}''(t)$ :

$$\left. \begin{aligned} F_{1y}'(t) &= 0,429 - (0,31 \cos 4,38t - 6,76 \cdot 10^{-3} \sin 4,38t)e^{-0,0961t} - \\ &- (3,25 \cdot 10^{-4} \cos 9,26t - 3,35 \cdot 10^{-4} \sin 9,26t)e^{-0,4299t} \\ F_{1y}''(t) &= -0,359 - (0,204 \cos 4,38t + 4,45 \cdot 10^{-2} \sin 4,38t)e^{-0,0961t} + \\ &+ (9,18 \cdot 10^{-2} \cos 9,26t + 4,21 \cdot 10^{-3} \sin 9,26t)e^{-0,4299t} \end{aligned} \right\} \quad (2.43)$$

По выражениям (2.43) определим результирующее усилие  $F_{\Sigma}(t)$ , воздействующее на барабан подъемной машины:

$$\begin{aligned} F_{\Sigma}(t) &= F_{\text{дин}}'(t) - F_{1y}'(t) + F_{1y}''(t) = \\ &= 0,211 + (0,06 \cos 4,38t - 2,38 \cdot 10^{-3} \sin 4,38t)e^{-0,0961t} - (0,092 \cos 9,26t - 4,2 \cdot 10^{-3} \sin 9,26t)e^{-0,4299t} \end{aligned} \quad (2.44)$$

Временные зависимости усилий  $F_{1y}'(t)$ ,  $F_{1y}''(t)$  и  $F_{\Sigma}(t)$  приведены на рис. 2.7.

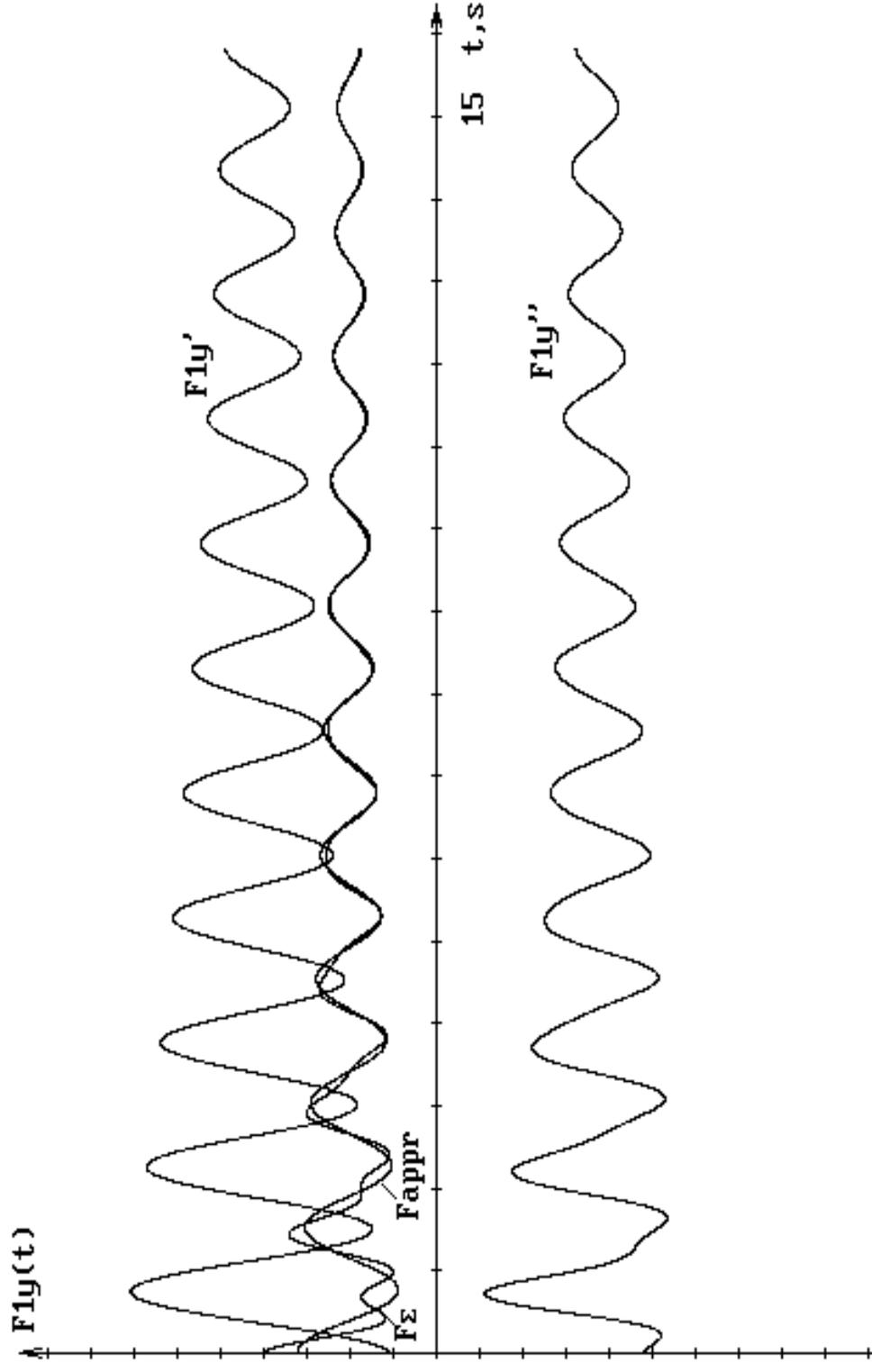


Рисунок 2.7 - Временные зависимости выражений  $F_{1y}'(t)$ ,  $F_{1y}''(t)$ ,  $F_{\Sigma}(t)$  и  $F_{app}$  для подъема 860 м и расположением сосудов в крайних положениях по выражениям (2.43, 2.44 и 2.47)

Результирующую зависимость  $F_{\Sigma}(t)$  можно получить также, используя свойство линейности преобразования Лапласа. Для этого просуммируем согласно структурной схеме на рис. 2.4.б изображения усилий:

$$F_{\Sigma}(p) = F_{дин}(p) - F_{Iy}'(p) + F_{Iy}''(p) \quad (2.45)$$

Проведем обратное преобразование Лапласа и получим оригинал, соответствующий выражению (2.44).

### 2.5.2. Разработка эквивалентной модели упругой части подъемной установки

Выражение, описывающее результирующее усилие  $F_{\Sigma}(t)$  (2.13), представляет собой результат решения дифференциального уравнения, представленного в операторной форме  $F_{\Sigma}(p) = F_{дин}(p) - F_{Iy}'(p) + F_{Iy}''(p)$ . Для практической реализации такую модель использовать сложно. Поэтому для дальнейших исследований зависимость  $F_{\Sigma}(t)$  аппроксимируем с достаточной для практического применения точностью более простой аналитической зависимостью. Это позволит упростить задачу синтеза корректирующего устройства с заданными свойствами.

Необходимыми условиями аппроксимации являются соответствия по основной частоте, фазе, амплитуде, затуханию, а также начальному и установившемуся значениям.

Как известно, любой затухающий колебательный процесс можно описать уравнением

$$y(t) = A e^{-at} \sin(\omega t + \psi) + y_{уст}, \quad (2.46)$$

где  $A$  – амплитуда колебаний;  $\omega$  – частота колебаний;  $a$  – степень затухания;  $\psi$  – фазовый сдвиг;  $y_{уст}$  – установившееся значение.

Из графика изменения  $F_{\Sigma}(t)$  на рис. 2.7 находим:

$$A = 0,12; \quad \omega = 4,7 c^{-1}; \quad \psi = 1,50 \text{ рад}; \quad a = 0,1 c^{-1}; \quad y_{уст} = 0,211.$$

Тогда вновь полученное выражение примет вид:

$$F_{Iy}(t) = 0,211 - [0,12 \sin(4,7t + 1,50)] e^{-0,1t}. \quad (2.47)$$

Преобразуем выражение (2.47) в аналитическое выражение, удобное для применения прямого преобразования Лапласа и получим:

$$\begin{aligned} F_{\Sigma}(t) &= [F_m(t) + F_{cm}(t)] [0,211 + 0,12e^{-0,1t} \sin(4,7t + 1,50)] = \\ &= [F_m(t) + F_{cm}] [0,211 + 0,12e^{-0,1t} \cos 1,52 \cdot \sin 4,7t + 0,12e^{-0,1t} \cdot \sin 1,52 \cdot \cos 4,7t]. \end{aligned}$$

К полученному выражению применим прямое преобразование Лапласа. По таблицам [54] находим соответствующие изображения правой части:

$$F_{\Sigma}(p) = [F_m(p) \pm F_{cm}(p)] \left[ y_{ycm} + \frac{\omega \cdot A \cdot \cos \psi}{(p+a)^2 + \omega^2} + \frac{(p+a) \cdot A \cdot \sin \psi}{(p+a)^2 + \omega^2} \right] \rightarrow [F_m(p) \pm F_{cm}(p)] \frac{e_2 p^2 + e_1 p + e_0}{a_2 p^2 + a_1 p + a_0} \quad (2.48)$$

где  $e_2 = y_{ycm} + A \sin \psi = 0,33$ ;  $e_1 = 2 \cdot a \cdot y_{ycm} + A (a \cdot \sin \psi + \omega \cdot \cos \psi) = 0,108$ ;

$e_0 = y_{ycm}(\omega^2 + a^2) = 4,6$ ;  $a_2 = 1$ ;  $a_1 = 2a = 0,24$ ;  $a_0 = \omega^2 + a^2 = 22$ .

Таким образом, выражение (2.47) в данном случае примет вид

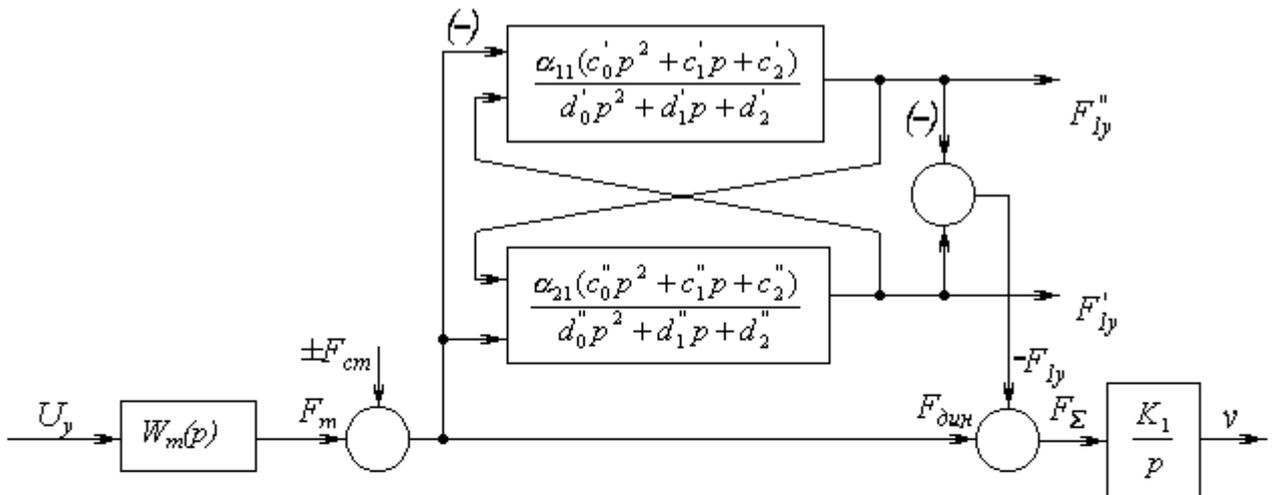
$$F_{\sigma}(t) = [F_m(t) \pm F_{cm}(t)] \frac{0,33p^2 + 0,108p + 4,64}{p^2 + 0,24p + 22}. \quad (2.49)$$

Полученное выражение представляет передаточную функцию упругой части подъемной установки, аппроксимированную выражением второго порядка. Для получения электронной модели представим структурную схему к удобному для моделирования виду. Воспользуемся методом переменных состояний [55, 56].

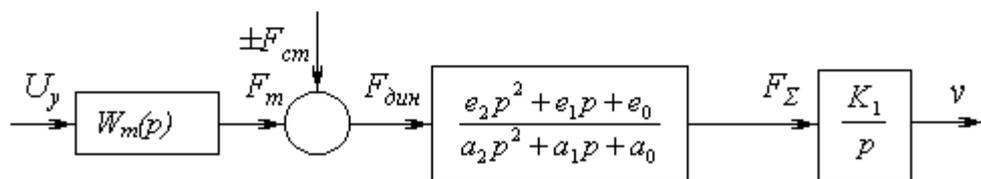
$$F_{\sigma}(t) = [F_m(t) \pm F_{cm}(t)] \frac{0,33 + 0,108p^{-1} + 4,64p^{-2}}{1 + 0,24p^{-1} + 22p^{-2}}. \quad (2.50)$$

На основании выражения (2.50) на рис. 2.8 приведена упрощенная структурная схема, эквивалентная рассчитываемой упругой системе, представленной на рис. 2.4, а также функциональная схема ее электронной модели.

Полученная при исследовании работы электронной модели переходная характеристика подтверждает правильность замены действительной передаточной функции упрощенной моделью. Это дает возможность синтезировать корректирующее устройство для практического использования в системе управления тормозом и использовать полученную модель для построения полной структурной схемы “тормоз – барабан – упругая система подъема”.



а)



б)

Рисунок 2.8 - Синтез эквивалентной упрощенной структурной схемы упругой части многоканатной уравновешенной подъемной установки:

- а) - исходная расчетная структурная схема;
- б) - структурная схема с аппроксимированной упругой частью

### 2.5.3. Синтез корректирующего устройства для компенсации инерционности упругой части системы подъемной установки

Построение системы управления, реализующей диаграмму скорости ограниченную заданным замедлением, и в то же время обеспечивающей необходимое быстродействие и динамичность, является одной из основных задач, решаемых при проектировании шахтных подъемных установок. Такой режим работы подъемной установки, при исключении колебаний динамических нагрузок будет одновременно и рациональным по динамичности.

В электроприводах промышленных установок в качестве корректирующего устройства широко применяется задающее устройство первого порядка ЗУ-1 [57]. ЗУ-1 представляет собой нелинейный фильтр и состоит из последовательно соединенных нелинейного элемента типа “насыщение” и интегратора, охваченных отрицательной обратной связью. Выходной сигнал является задающим воздействием, которое воспроизводится управляемой переменной объекта. Параметры настройки ЗУ-1 ограничивают первую производную управляющего воздействия.

Если необходимо ограничить и вторую производную, то применяется ЗУ второго порядка [58]. Поскольку передаточная функция компенсируемой инерционности (2.49) имеет второй порядок, то в качестве корректирующего устройства примем ЗУ-2 [59].

Структурная схема ЗУ-2 приведена на рис. 2.9. ЗУ-2 формирует три управляющих воздействия  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$ , ограничиваемыми величинами которых являются  $U_{1m}$ ,  $U_{2m}$ ,  $U_{3m}$ . Если в переходных режимах все переменные достигают ограничений, то наиболее оптимальным по быстродействию процесс будет при коэффициенте передачи внутренней обратной связи

$$K_a = \frac{K_2 \cdot U_{2m}}{2 \cdot K_1 \cdot U_{1m}} . \quad (2.51)$$

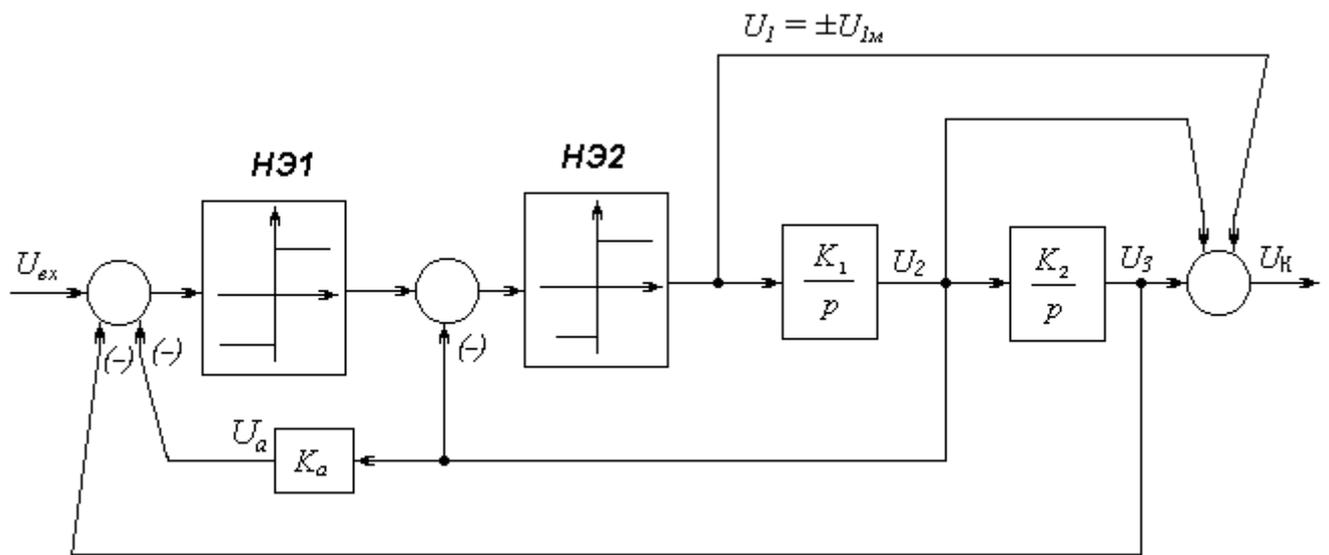


Рисунок 2.9 - Структурная схема корректирующего устройства на основе ЗУ-2

При входных воздействиях  $U_{ex} < 2K_a U_{2m}$  сигнал  $U_2$  не будет достигать величины  $U_{2m}$  и поэтому при постоянном коэффициенте  $K_a$ , определяемом формулой (2.51), переходные процессы не обеспечат необходимые быстродействие и динамичность.

Для того, чтобы при любых значениях  $U_{ex}$  выходная переменная изменялась по наиболее рациональным законам, цепь обратной связи должна реализовывать зависимость:

$$U_a = K_a U_2 = K_{a1} U_2^2 \operatorname{sign} U_2,$$

где 
$$K_a = \frac{K_2}{2 \cdot K_1 \cdot U_{1m}}.$$

Коэффициенты  $K_1$  и  $K_2$  выбираются по заданным ограничиваемым значениям первой и второй производных управляемой переменной объекта управления. Так, если  $a_m = \frac{dv}{dt}$ ;  $\rho_m = \frac{d^2v}{dt^2}$  - соответственно максимальные допустимые значения ускорения и рывка, то, принимая  $U_3 = K_c v$ , получим расчетные соотношения:

$$a_m = \frac{K_2 \cdot U_{2m}}{K_c}; \quad \rho_m = \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot U_{1m}}{K_c} \quad \text{или} \quad K_1 = \frac{\rho_m \cdot U_{2m}}{a_m \cdot U_{1m}}; \quad K_2 = \frac{a_m \cdot K_c}{U_{2m}}.$$

Обычно принимают  $U_{1m} = U_{2m} = U_{3m}$ , при условии, что  $U_3$  соответствует максимальной скорости  $v_m$ . Тогда  $K_c = \frac{U_{ex}}{v_m}$ ;  $K_1 = \frac{\rho_m}{a_m}$ ;  $K_2 = \frac{a_m}{v_m}$ .

При задании  $K_1$  и  $K_2$  по приведенным соотношениям воздействие  $U_{ex}$  может иметь любую форму, а выходные сигналы  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$  будут изменяться по заданному закону. Для использования сигналов  $U_1$  и  $U_2$ , пропорциональных соответственно второй и первой производной основного управляющего сигнала  $U_3$ , в качестве компенсирующих воздействий при комбинированном управлении коэффициенты  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  выбираются из соотношений, учитывающих коэффициенты характеристического уравнения объекта управления. Для передаточной функции упругой системы, представленной на рис. 2.8.б, коэффициенты корректирующего устройства:

$$a_2 = K_2 \frac{a_1}{a_0} = 0,011 \cdot K_2; \quad a_1 = K_1 \cdot K_2 \frac{a_2}{a_0} = 0,045 \cdot K_1 \cdot K_2.$$

Приведенный порядок расчета корректирующего устройства был использован при разработке цифровой модели и проведены ее компьютерные исследования совместно с моделью упругой части, результаты которых приведены в разделе 3.4.

#### 2.5.4. Моделирование работы тормозной системы подъемной установки в режиме предохранительного торможения

Современные тормозные устройства шахтных подъемных установок состоят из систем механического и электродинамического торможения. В процессе работы, как правило, используется система электродинамического торможения, которая особенно эффективна на установках, оборудованных электроприводом постоянного тока. Однако в некоторых случаях, например, при использовании систем асинхронного электропривода с фазным ротором пользуются механическим тормозом. Таким образом, основная функция механического тормоза на всех подъемных установках – это обеспечение безопасной эксплуатации: 1) фиксация подвижных элементов установки во время пауз при работе; 2) управление скоростью движения в тех случаях, когда для этого требуются тормозные моменты (усилия); 3) остановка подъемной установки на возможно коротком пути при нарушении нормального режима работы. Из перечисленных функций первые две относятся к рабочему торможению, третья – к предохранительному.

В качестве механического тормоза, как правило, используется фрикционный тормоз колодочного или дискового типа. Принцип действия этих тормозов одинаковый, но лучшими динамическими свойствами обладают системы дисковых тормозов. Особенностью всех фрикционных систем торможения является подверженность износу колодок, и т. к. поглощаемая при этом энергия рассеивается в виде тепла, то это снижает к. п. д. подъема.

При исследовании характеристик тормозных систем для таких динамичных процессов, каким является предохранительное торможение, важное значение

имеет составление правильного математического описания тормозного устройства. Исследования динамики пневмо- гидропривода подобного типа подробно описаны в [60]. Динамика привода предохранительного тормоза подъемной установки обуславливается наличием в конструкции нелинейных элементов – электромагнитных клапанов, дроссельных устройств, трубопроводов, масс подвижных систем тормоза, люфтов и др.

Анализ экспериментально снятых переходных характеристик системы предохранительного тормоза, представляющего пневмопривод и механический тормоз, осциллограммы которых приведены в разделе 5.1, позволяют условно выделить на них три основных участка, как показано на рис. 2.10: 1 – зона нечувствительности (холостой ход тормоза), 2 – линейный (нарастание тормозного усилия) и 3 – экспоненциальный (переход в установившееся состояние).

Зона нечувствительности, характеризующаяся полным отсутствием тормозного усилия, придает тормозной системе нелинейные свойства, определяющие динамику и быстродействие начала торможения, а также накладывает определенные требования к системе управления. Темп нарастания тормозного усилия определяется линейной зависимостью расхода рабочего тела при выбросе его из тормозного цилиндра. Расход при этом определяется сечением выхлопного отверстия исполнительного механизма (управляемого клапана, вентиля). Участок перехода в установившееся состояние характеризуется инерционностью системы торможения и конечным положением тормозных колодок.

Основной особенностью таких тормозных систем, использующихся в системах предохранительного торможения (в том числе и современных систем автоматически регулируемого предохранительного торможения), является наличие нелинейности, обусловленное односторонним изменением (увеличением) тормозного усилия. Это объясняется требованиями Правил безопасности.

Синтезируем математическую модель, эквивалентную переходным характеристикам предохранительного тормоза, представленным выше. Для этого определим из экспериментально снятой характеристики параметры:

- время холостого хода –  $t_0$ ;
- коэффициент усиления тормозного устройства –  $K = \operatorname{tg} \alpha$ ;
- постоянную времени  $T_1$ .

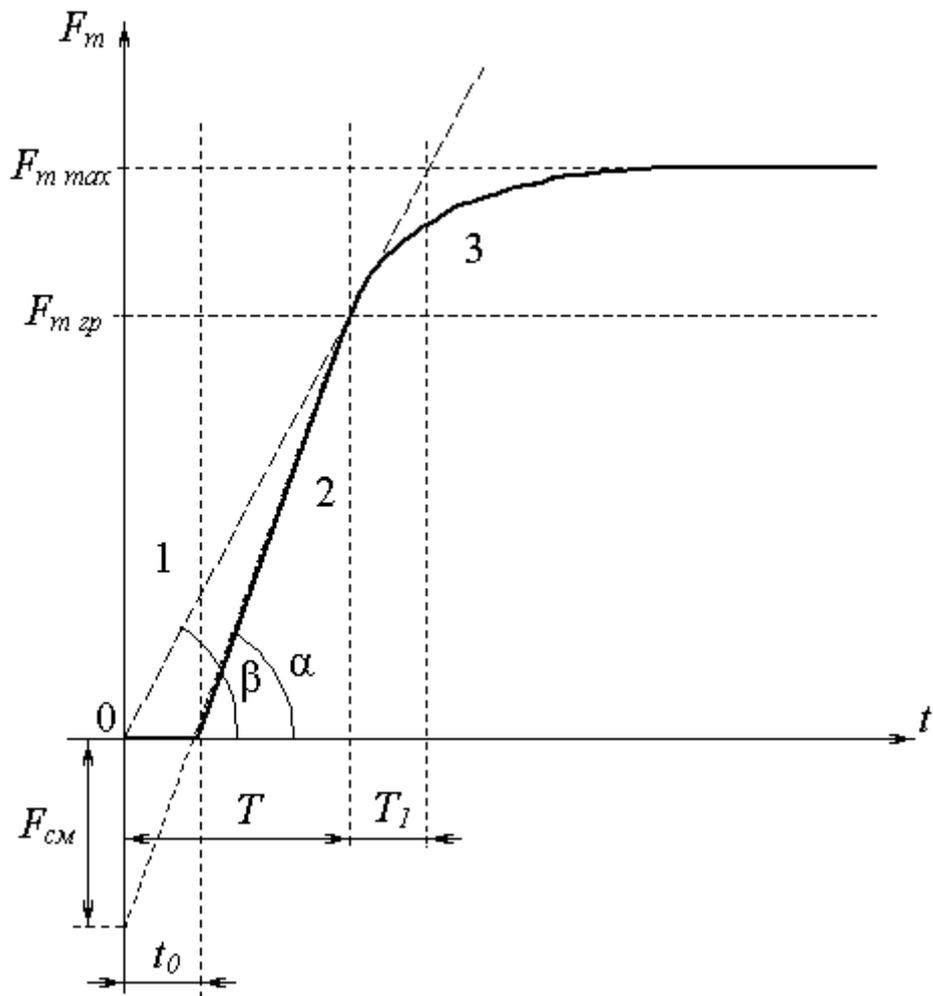
На рис. 2.10. представлена расчетная переходная характеристика (а) и, соответствующая структурная схема ее математической модели (б).

Выделим на расчетной переходной характеристике участки, перечисленные выше, и опишем их. Поскольку тормозная характеристика является нелинейной, то ее описание производится графоаналитическим способом и представляется моделью в виде структурной схемы. Примем  $U_{on} = 10B$ . Основные соотношения, которые описывают участки расчетной характеристики, следующие:

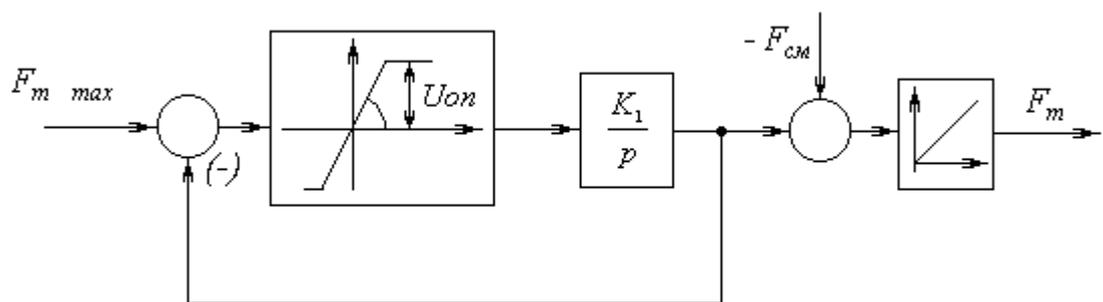
$$\operatorname{tg} \alpha = K = \frac{F_{m\_cp}}{T - t_0} = U_{on} K_1 \rightarrow K_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{U_{on}}; \quad F_{m2}(t) = \frac{F_{m\_cp}}{T - t_0} t; \quad T_1 = F_{m\_max} \cdot \operatorname{tg} \beta - T; \quad F_{cm} = \frac{t_0}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Приняв из экспериментально снятой кривой, приведенной на рис. 5.3.а, значения:  $F_{m\_max} = 1$ ;  $t_0 = 0,15c$ ;  $T_1 = 0,15c$ ;  $K = 0,82/0,42 = 1,95$ , определяются необходимые значения параметров структурной схемы:  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $F_{cm}$ .

На основе полученной математической модели предохранительного тормоза была разработана цифровая модель, проведены ее исследования, результаты которых приведены в разделе 3.4.3.



a)



б)

Рисунок 2.10 - Расчетная переходная характеристика предохранительного тормоза (а) и структурная схема ее математической модели (б)

### 2.5.5. Синтез линеаризованной модели тормозной системы подъемной установки с компенсацией петлевой инерционной нелинейности

Применяемые системы управления рабочим торможением механическим тормозом в качестве исполнительных приводов используют электромеханические пневмо- или гидропреобразователи. Переходные и статические характеристики, снятые экспериментально для одного из таких преобразователей, серийно выпускаемого регулятора давления РДУЗ-3 приведены на рис. 5.1, 5.2. а,б.

Особенностями этих характеристик является наличие разных постоянных времени на затормаживание и растормаживание, а также естественная петлевая нелинейность статической характеристики. Если учесть, что в кинематике тормоза имеются нелинейности типа “люфт” и “сухое трение”, то в совокупности такая нелинейность для управляемости и быстродействия тормозной системы будет иметь существенное значение. Поэтому для использования такого регулятора давления в замкнутой системе автоматического регулирования требуется принятие мер по компенсации нелинейности.

Методы компенсации естественных нелинейностей автоматических систем описаны в [61], [62]. Например, в [62] предложен метод вибрационной линеаризации. Суть метода состоит в подаче на вход нелинейного элемента (в данном случае тормоза) дополнительного периодического сигнала  $g(t)$ , соответствующей амплитуды и частоты колебаний, превышающей на порядок частоту изменения основного управляющего сигнала  $g_0(t)$ , с последующей фильтрацией переменной составляющей на выходе элемента. А затем выходной сигнал фильтруют от переменной составляющей.

В данном случае, из-за существенной собственной инерционности тормозной системы, такой способ линеаризации не подходит. Поэтому выбран способ дискретного управления тормозом [63] на основе широтно-импульсного управления. При рационально выбранном периоде следования импульсов управления, величина которого, например, не менее чем в пять раз должна быть меньше механической постоянной времени тормозной системы, этот способ

позволяет добиться приемлемой линеаризации характеристики тормозного устройства. Структурная схема модели линеаризованного тормоза представлена на рис. 2.11. Она состоит из нелинейного элемента *НЭ*, моделирующего гистерезис характеристики тормоза, широтно-импульсного модулятора *ШИМ* и передаточной функции  $W_m(p)$  моделирующей инерционность линейной части тормозного устройства. Для демонстрации работоспособности этой модели в третьем разделе разработана и исследована цифровая модель процесса управления тормозным устройством с петлевой инерционной нелинейностью.

Описанный способ и устройство дискретного управления тормозом шахтной подъемной установки защищены авторским свидетельством [63].

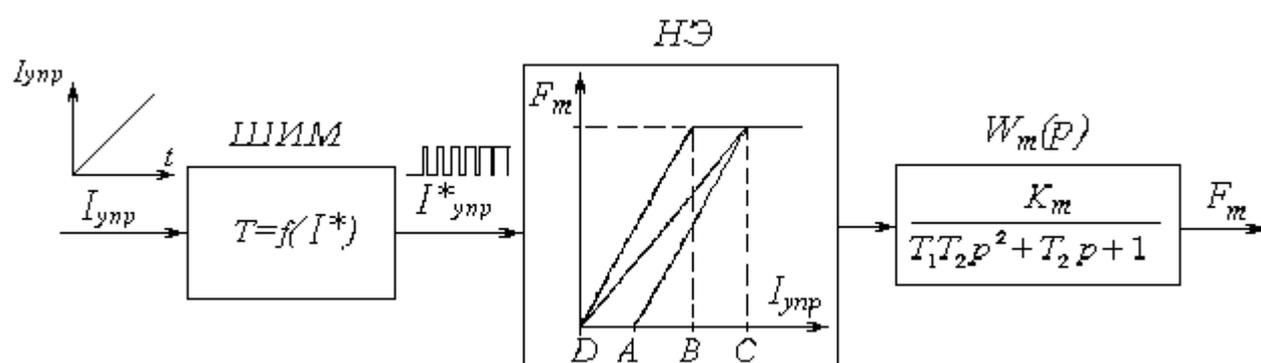


Рисунок 2.11 - Структурная схема математической модели линейризованной характеристики механического тормоза

## 2.6. Выводы

1. Динамика шахтной подъемной установки может быть представлена математическими описаниями с помощью уравнений Лагранжа или методом структурного моделирования с применением граничных упругих связей. Оба метода дают одинаковые результаты. Но для решения задач анализа и синтеза систем с заданными динамическими свойствами, состоящих из системы ШПУ, привода тормоза и системы управления, второй метод является более удобным, т.к. позволяет математическое описание динамических свойств каната, представлять теми же методами, как и описания блоков системы управления.

2. При исследовании системы подъема в некоторых случаях можно пренебречь влиянием упругости уравновешивающих канатов, переходя от систем с распределенными параметрами к системам с сосредоточенными параметрами, включив массы их ветвей в соответствующие массы подъемных сосудов. При этом основные частоты и амплитуды изменения усилий в точках сопряжения канатов с ведущим барабаном подъемной установки изменятся не значительно, а коэффициент затухания неучтенных частот коротких ветвей таков, что их влияние на процесс носит кратковременный характер. Это дает основания при настройке систем учитывать влияние параметров только на основной частоте.

3. Для математического описания динамики тормозной системы, в состав которой входят нелинейные элементы, удобно использовать графоаналитический метод представления динамических характеристик с последующим переходом к структурным схемам, которые являются формой представления алгоритмов и дифференциальных уравнений. Это облегчает последующий переход к цифровым моделям, используя, например, метод переменных состояний.

4. Разработанные математические описания позволяют использовать их в дальнейших исследованиях для аналогового или цифрового моделирования.

### 3. ЦИФРОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

3.1. Выбор методов аппроксимации и программирования при цифровом моделировании переходных режимов на основе z-преобразования

3.1.1. Сравнительные характеристики методов аппроксимации на основе z-преобразования при переходе от непрерывной к цифровой модели

Реализация математических моделей динамических систем, представленных в виде структурных схем, осуществляется на аналоговых и цифровых ЭВМ [55]. Цифровое моделирование позволяет также реализовать системы управления и задающие устройства на базе микропроцессорных систем. Поэтому, непрерывные процессы, описываемые дифференциальными уравнениями, должны быть представлены в дискретной форме. Процесс дискретизации является одной из форм модуляции сигнала. Наиболее распространенным является преобразование непрерывного сигнала импульсным элементом, называемое квантованием по времени.

Квантованный по времени сигнал допускает применение z-преобразования, которое является наиболее общим методом перехода от непрерывных процессов к дискретным и широко используется для анализа дискретных систем, цифровых фильтров, а также решения разностных уравнений. Данный метод относится к наиболее точным методам анализа дискретных систем. При уменьшении периода квантования дискретные системы приближаются по своим свойствам к непрерывным, а уравнения, описывающие их поведение во временной области, могут рассматриваться как дискретная аппроксимация дифференциальных уравнений соответствующей непрерывной системы.

Известно несколько численных методов интегрирования дифференциальных уравнений на основе z-преобразования [55, 56]. При выборе метода, большое значение имеет погрешность, которую дают различные виды аппроксимации. Так,

для операторов интегрирования первого порядка ( $p^{-1}$ ) наибольшая точность получается при параболической аппроксимации, когда имеет место соответствие

$$p^{-1} \rightarrow \frac{T}{12} \frac{5z^2 + 8z - 1}{z^2 - z}. \quad (3.1)$$

Вторым по точности является метод кусочно-линейной аппроксимации:

$$p^{-1} \rightarrow \frac{T}{2} \frac{z + 1}{z - 1}. \quad (3.2)$$

Далее следуют методы ступенчатой аппроксимации (методы прямоугольников):

$$p^{-1} \rightarrow \frac{T}{z - 1}. \quad (3.3)$$

Эти методы существенно упрощают исследования сложных систем при достаточной точности моделирования. Кусочно-линейная аппроксимация наиболее часто используется при получении дискретной передаточной функции оператора интегрирования первого порядка.

Для операторов интегрирования второго порядка и выше наибольшую точность дает использование метода  $z$ -форм [56]. Например, согласно этому методу интегрированию второго порядка ( $p^{-2}$ ) соответствует оператор

$$p^{-2} \rightarrow \frac{T^2}{12} \frac{z^2 + 10z + 1}{(z - 1)^2}. \quad (3.4)$$

При цифровом моделировании сложных электромеханических систем необходимо учитывать, что формы сигналов входного воздействия (ступенчатое, линейное, параболическое и т. д.) при использовании того или иного метода могут давать разную по величине ошибку интегрирования. Если величина ошибки постоянна, не накапливаемая, то регулировать ее величину можно выбором шага квантования  $T$ . Однако, если ошибка в процессе интегрирования накапливается, то это может привести к неправильному конечному результату. Поэтому, важно правильно выбрать метод интегрирования и программирования [65].

Исследуем влияние формы входного сигнала и выбранного метода интегрирования на точность и характер ошибки. Для этого составим структурные схемы, соответствующие выражениям (3.1) – (3.3). На рис. 3.1,*a* приведена

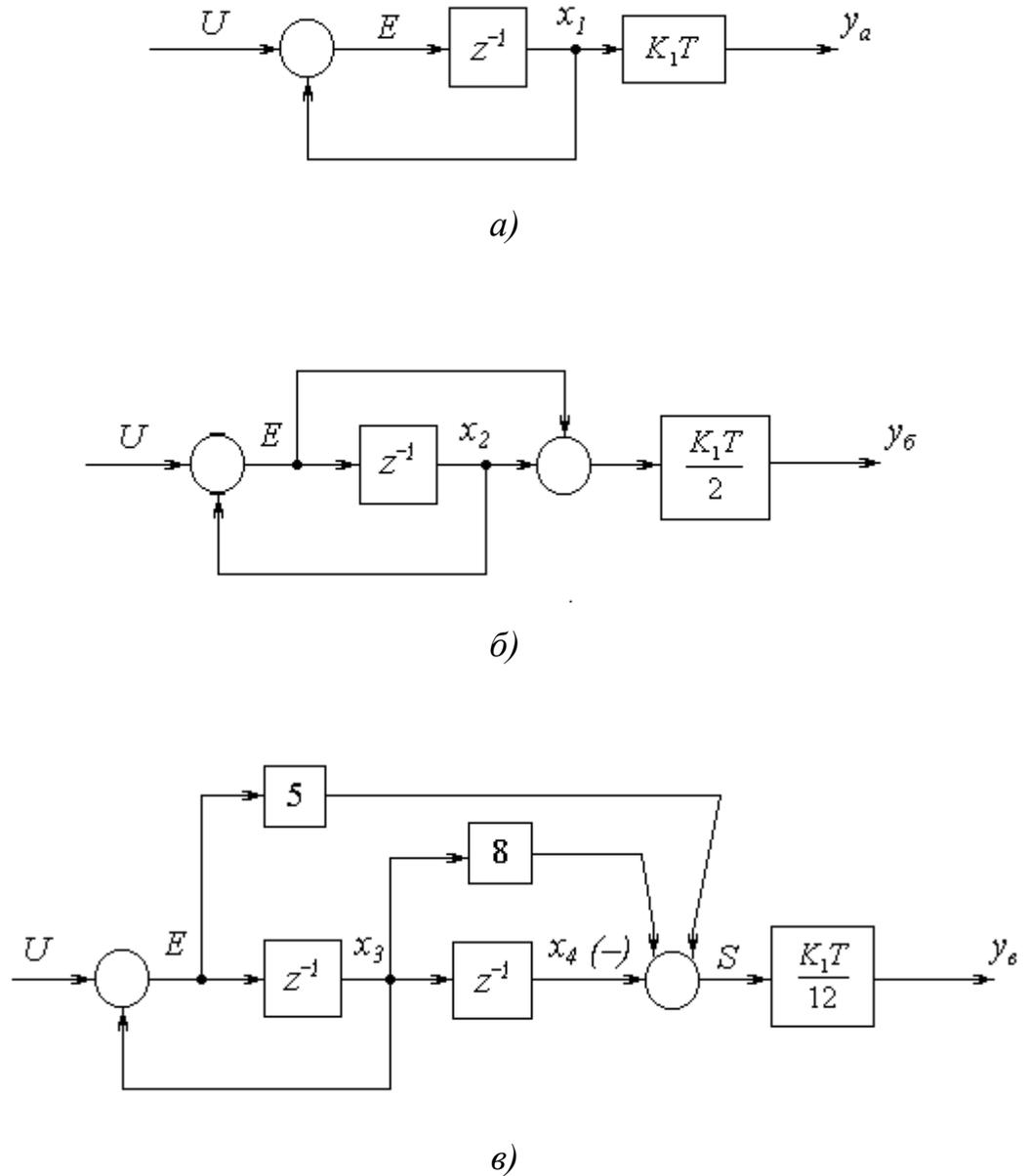


Рисунок 3.1 - Структурные схемы цифровых моделей интеграторов по методам ступенчатой (а), кусочно-линейной (б) и параболической (в) аппроксимации.

структурная схема для звена  $K_I p^{-1}$  по выражению (3.3), на рис. 3.1,б – структурная схема по выражению (3.2), а на рис. 3.1,в – структурная схема по выражению (3.1).

Пусть на вход интегратора подается единичное воздействие. Тогда для всех методов интегрирования:

$$y_0 = K_I \int U dt = UK_I T_n,$$

где  $y_0$  – результат точного интегрирования функции на  $n$ -ном шаге.

Для ступенчатой аппроксимации (3.3)

$$W_a(z) = \frac{y_a(z)}{U(z)} = \frac{K_I T z^{-1}}{1 - z^{-1}} \quad (3.5)$$

Структурная схема, соответствующая выражению (3.5), представлена на рис. 3.1,а. Внутренние переменные:

$$E = U + x; \quad x_n = x_{n-1} + E_n T; \quad y = K_I \cdot T \cdot x_n.$$

Для кусочно-линейной аппроксимации (3.2):

$$W_b(z) = \frac{y_b(z)}{U(z)} = K_I \frac{T}{2} \frac{z+1}{z-1} = K_I \frac{T}{2} \frac{1+z^{-1}}{1-z^{-1}} = \frac{K_I T}{2} \left[ \frac{1}{1-z^{-1}} + \frac{z^{-1}}{1-z^{-1}} \right] \quad (3.6)$$

Структурная схема, соответствующая выражению (3.6), представлена на рис. 3.1,б. Внутренние переменные:

$$E = U + x; \quad S = E + x; \quad x_n = x_{n-1} + 0.5(E_n + E_{n-1})T; \quad y = K_I \cdot T \cdot x_n.$$

Для параболической аппроксимации (3.1):

$$W_c(z) = \frac{y_c(z)}{U(z)} = \frac{K_I T}{12} \frac{5 + 8z^{-1} - z^{-2}}{1 - z^{-1}} = \frac{K_I T}{12} \left[ \frac{5}{1 - z^{-1}} + \frac{8z^{-1}}{1 - z^{-1}} - \frac{z^{-2}}{1 - z^{-1}} \right] \quad (3.7)$$

Структурная схема, соответствующая выражению (3.7), представлена на рис. 3.1,в. Внутренние переменные:

$$E = U + x_1; \quad S = (5E + 8x_1 - x_2)T/12; \quad y = S \cdot K_I \cdot T/2; \quad x_{1n} = x_{1n-1} + E_{n-1}T; \quad x_{2n} = x_{2n-1} + x_{1n-1}T.$$

Для представленных здесь методов приведены таблицы состояний сигналов за пять шагов цифрового интегрирования для различных форм входных воздействий: ступенчатого единичного – в табл. 3.1; для линейного – в табл. 3.2; для квадратно параболического – в табл. 3.3; кубическо параболического – в табл. 3.4.

Таблица 3.1.

№	U	E	$x_{1,2}$	$y_0$	$y_a$	$\Delta_a = y_a - y_0$	$y_6$	$\Delta_6 = y_6 - y_0$
0	1	1	0	0	0	0	$K_1T/2$	$K_1T/2$
1	1	2	1	$K_1T$	$K_1T$	0	$3K_1T/2$	$K_1T/2$
2	1	3	2	$2K_1T$	$2K_1T$	0	$5K_1T/2$	$K_1T/2$
3	1	4	3	$3K_1T$	$3K_1T$	0	$7K_1T/2$	$K_1T/2$
4	1	5	4	$4K_1T$	$4K_1T$	0	$9K_1T/2$	$K_1T/2$

Таблица 3.2.

№	U	E	$x_{1,2}$	$y_0$	$y_a$	$\Delta_a = y_a - y_0$	$y_6$	$\Delta_6 = y_6 - y_0$
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	T	T	0	$K_1T^2/2$	0	$-K_1T^2/2$	$K_1T^2/2$	0
2	2T	3T	T	$2K_1T^2$	$K_1T^2$	$-K_1T^2$	$2K_1T^2$	0
3	3T	6T	3T	$9K_1T^2/2$	$3K_1T^2$	$-3K_1T^2/2$	$9K_1T^2/2$	0
4	4T	10T	6T	$8K_1T^2$	$6K_1T^2$	$-2K_1T^2$	$8K_1T^2$	0

Таблица 3.3.

№	U	E	x	$y_0$	$y_6$	$x_3$	$x_4$	$y_6$
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	$(1T)^2$	$T^2$	0	$K_1T^3/3$	$K_1T^3/2$	0	0	$5K_1T^3/12$
2	$(2T)^2$	$5T^2$	$T^2$	$8K_1T^3/3$	$6K_1T^3/2$	$T^2$	0	$33K_1T^3/12$
3	$(3T)^2$	$14T^2$	$5T^2$	$27K_1T^3/3$	$19K_1T^3/2$	$5T^2$	$T^2$	$109K_1T^3/12$
4	$(4T)^2$	$30T^2$	$14T^2$	$64K_1T^3/3$	$44K_1T^3/2$	$14T^2$	$5T^2$	$257K_1T^3/12$

Продолжение таблицы 3.3.

№	$\Delta_6 = y_6 - y_0$	$\Delta_6 = y_6 - y_0$
0	0	0
1	$2K_1T^3/12$	$K_1T^3/12$
2	$4K_1T^3/12$	$K_1T^3/12$
3	$6K_1T^3/12$	$K_1T^3/12$
4	$8K_1T^3/12$	$K_1T^3/12$

Таблица 3.4.

№	U	E	$x_3$	$x_4$	$y_6$	$y_0$	$\Delta_6 = y_6 - y_0$
0	0	0	0	0	0	0	0
1	$(1T)^3$	$T^3$	0	0	$5K_1T^4/12$	$K_1T^4/4$	$2K_1T^4/12$
2	$(2T)^3$	$9T^3$	$T^3$	0	$53K_1T^4/12$	$16K_1T^4/4$	$5K_1T^4/12$
3	$(3T)^3$	$36T^3$	$9T^3$	$T^3$	$251K_1T^4/12$	$81K_1T^4/4$	$8K_1T^4/12$
4	$(4T)^3$	$100T^3$	$36T^3$	$9T^3$	$779K_1T^4/12$	$256K_1T^4/4$	$11K_1T^4/12$

### 3.1.2. Сравнительный анализ методов прямого и параллельного программирования при цифровом моделировании переходных режимов на основе z-форм

Анализ таблиц 3.1 – 3.4 показывает, что интегрирование постоянного входного сигнала методом ступенчатой аппроксимации (3.3) не дает ошибки, а метод кусочно-линейной аппроксимации (3.2) дает постоянную ошибку, равную  $K_1T/2$  (см. таблицу 3.1). Интегрирование линейно нарастающего входного сигнала без ошибки возможно методом кусочно-линейной аппроксимации. При этом метод ступенчатой аппроксимации (3.3) дает накапливающуюся ошибку (таблица 3.2). Интегрирование входного сигнала квадратно параболической формы методом параболической аппроксимации (3.1), дает постоянную ошибку, равную  $K_1T^3/12$ . При этом метод кусочно-линейной аппроксимации дает накапливающуюся ошибку (таблица 3.3). При интегрировании входного сигнала кубической параболической формы накапливающуюся ошибку дает метод параболической аппроксимации, поэтому для уменьшения ошибки в таких случаях применяются специальные методы программирования, такие как методы Симпсона, Гаусса и др., позволяющие интегрировать функции высокого порядка с заданной точностью. Однако эти методы усложняют алгоритм программы и цифровую модель.

На основании проведенного анализа, можно сделать вывод, что для цифрового моделирования упругой части подъема, передаточные функции, отдельных ветвей которых имеют порядок выше второго, необходимо использовать алгоритмы моделирования с оценкой погрешностей и коррекцией, либо применять специальные методы программирования [56], направленные на снижение порядка интегрируемой функции. Таким методам является переход от непосредственного (прямого) к параллельному программированию. Метод основан на использовании теоремы разложения дробно-рациональной функции, каковой является исследуемая передаточная функция и представлении ее в виде суммы простых дробей [53], [66], [67]. Поскольку нули и полюса исходной

дробно-рациональной функции могут быть комплексными, нереализуемыми для программирования, то разложение исходной передаточной функции целесообразно ограничивать правильными простыми дробно-рациональными функциями. Это дает возможность понизить порядок уравнения передаточной функции и затем, пользоваться для моделирования простыми методами аппроксимации.

Для цифрового моделирования упругой части подъема и перехода к параллельному программированию необходимо применить теорему разложения для выражений (2.1). То есть представить их в виде:

$$W_{кн}(p) = \frac{\alpha_{11}(b'_0 p^4 + b'_1 p^3 + b'_2 p^2 + b'_3 p + b'_4)}{a'_0 p^4 + a'_1 p^3 + a'_2 p^2 + a'_3 p + a'_4} = \alpha_{11} \left[ \frac{b'_{01} p^2 + b'_{11} p + b'_{21}}{a'_{01} p^2 + a'_{11} p + a'_{21}} + \frac{b'_{02} p^2 + b'_{12} p + b'_{22}}{a'_{02} p^2 + a'_{12} p + a'_{22}} \right]; \quad (3.8)$$

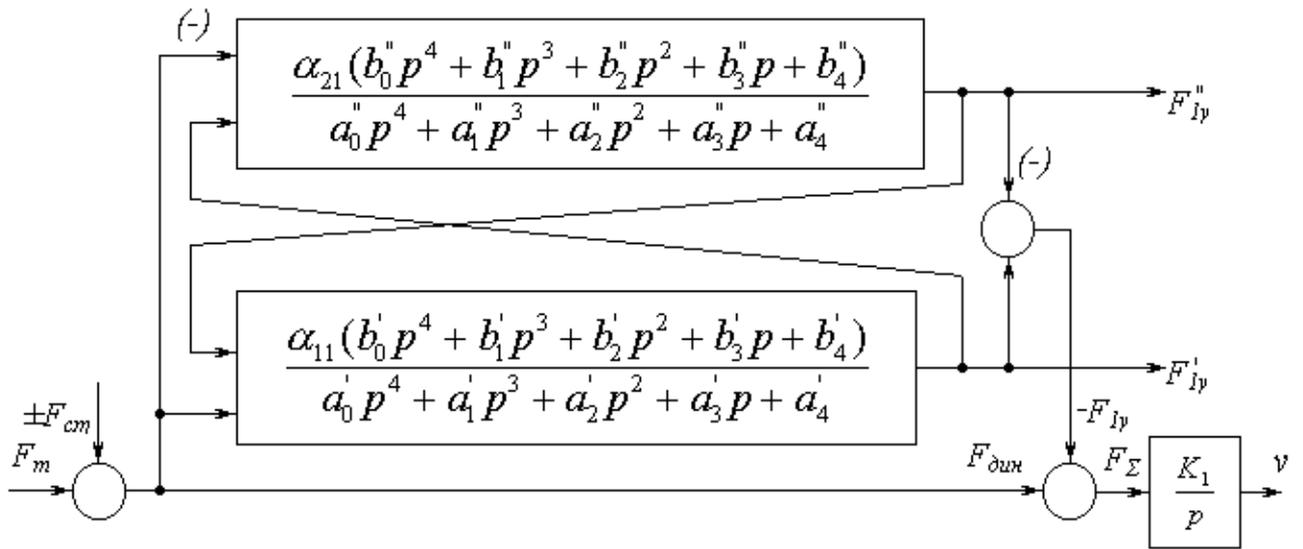
$$W_{ко}(p) = \frac{\alpha_{21}(b''_0 p^4 + b''_1 p^3 + b''_2 p^2 + b''_3 p + b''_4)}{a''_0 p^4 + a''_1 p^3 + a''_2 p^2 + a''_3 p + a''_4} = \alpha_{21} \left[ \frac{b''_{01} p^2 + b''_{11} p + b''_{21}}{a''_{01} p^2 + a''_{11} p + a''_{21}} + \frac{b''_{02} p^2 + b''_{12} p + b''_{22}}{a''_{02} p^2 + a''_{12} p + a''_{22}} \right]. \quad (3.9)$$

Для этого, вначале знаменатели разлагаются на сомножители. Если корни характеристических уравнений знаменателей комплексные сопряженные с отрицательными вещественными частями, то в качестве сомножителей выбираются квадратичные многочлены, т. к. в цифровой программе использование комплексных чисел не желательно. Если же имеются корни с положительными вещественными частями, то такая система нереализуема.

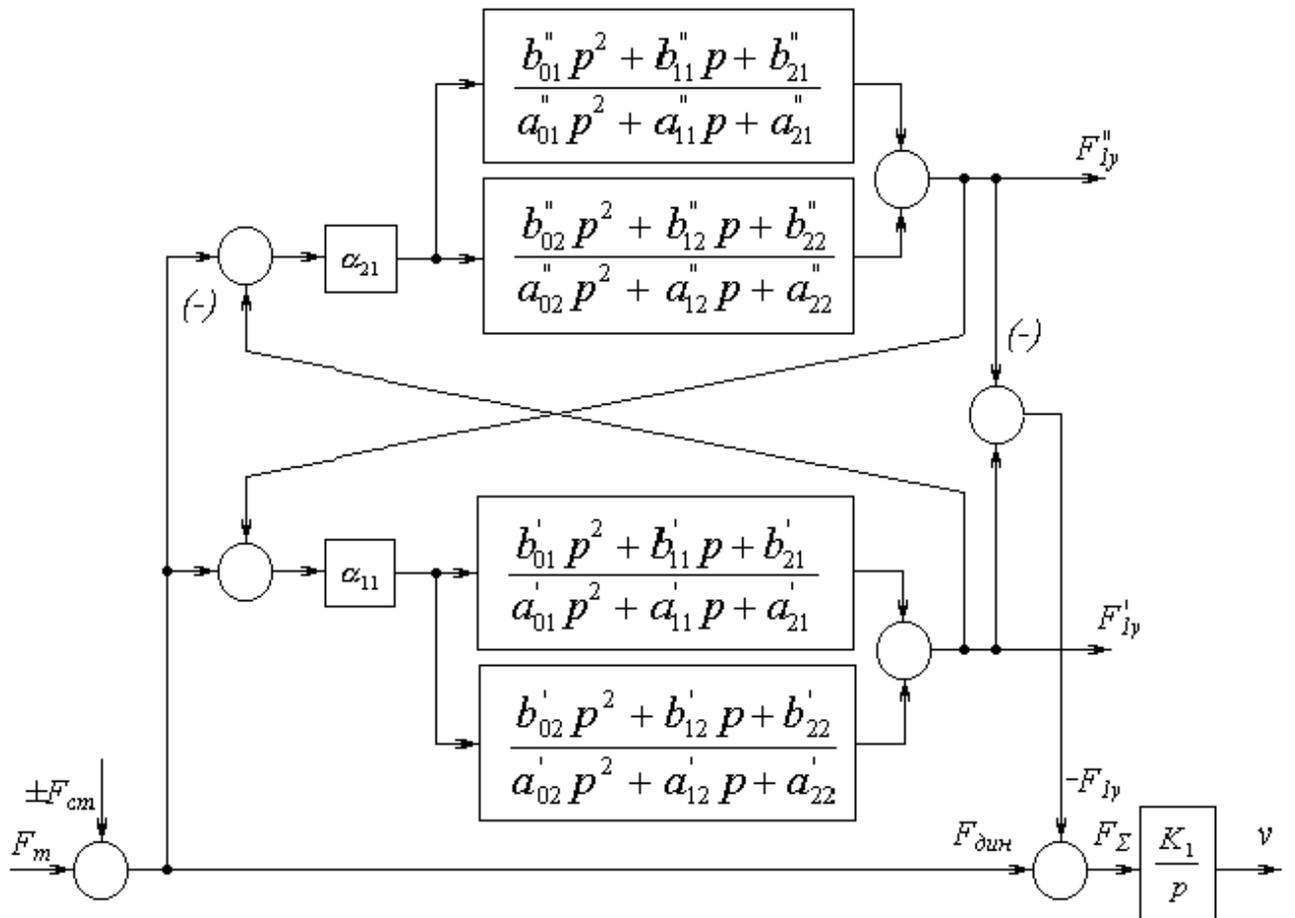
Далее применяется метод неопределенных коэффициентов [53], [66], [67] и определяются числители простых дробей.

На рис. 3.2 приведены структурные схемы для программирования по методам прямого (а) и параллельного (б) программирования.

В результате такого перехода передаточные функции упругой части и всей системы в целом упрощаются, что дает возможность использования при моделировании простых методов аппроксимации. Это особенно важно для реализации данных алгоритмов при создании и программировании микропроцессорных систем управления предохранительным торможением.



а)



б)

Рисунок 3.2 - Преобразование математической модели упругой части подъема для параллельного программирования:

а) исходная структурная схема прямого программирования; б) эквивалентная структурная схема параллельного программирования

При синтезе цифровой модели исходную передаточную функцию системы удобно представить структурной схемой, состоящей из интегрирующих и пропорциональных звеньев линейной части и графоаналитических обозначений элементов нелинейной части. Такая схема наилучшим образом преобразуется в пространство переменных состояний, которое позволяет наиболее просто реализовать на ЭВМ алгоритмы анализа и синтеза динамических систем.

Согласно этому методу все переменные, характеризующие систему или имеющие к ней определенное отношение, делятся на три группы: входные воздействия, выходные (характеризующие реакцию системы на указанные входные воздействия) и промежуточные (характеризующие внутренние состояния системы) переменные.

Например, если передаточная функция замкнутой системы имеет вид:

$$W(p) = \frac{F(p)}{U(p)} = \frac{b_0 p^2 + b_1 p + b_2}{a_0 p^2 + a_1 p + a_2}, \quad (3.10)$$

то после деления числителя и знаменателя на  $a_0 p^n$ , получим выражение

$$W(p) = \frac{F(p)}{U(p)} = \frac{\frac{b_0}{a_0} + \frac{b_1}{a_0} p^{-1} + \frac{b_2}{a_0} p^{-2}}{1 + \frac{a_1}{a_0} p^{-1} + \frac{a_2}{a_0} p^{-2}} \quad (3.11)$$

Выражение, согласно [56] свидетельствует о том, что схема переменных состояний должна содержать  $n=2$  последовательно соединенных интегрирующих звеньев, выходные величины которых соответственно с коэффициентами:  $-a_2/a_0$  и  $-a_1/a_0$  суммируются с входным воздействием  $U(t)$  и образуют сигнал ошибки  $E(t)$ , который усиливается в  $b_0/a_0$  раз и суммируется с выходными сигналами интеграторов, взятыми с коэффициентами  $b_1/a_0$  и  $b_2/a_0$ , образуя выходную величину  $F(t)$ . Структурная схема, соответствующая полученному выражению, приведена на рис. 3.3,а.

Выполнив на приведенной схеме замену интегрирующих звеньев с передаточной функцией  $p^{-1}$  на пропорциональные звенья с коэффициентом передачи  $T$ , величина которого соответствует шагу квантования, получим расчетную схему численного интегрирования рис. 3.3, б.

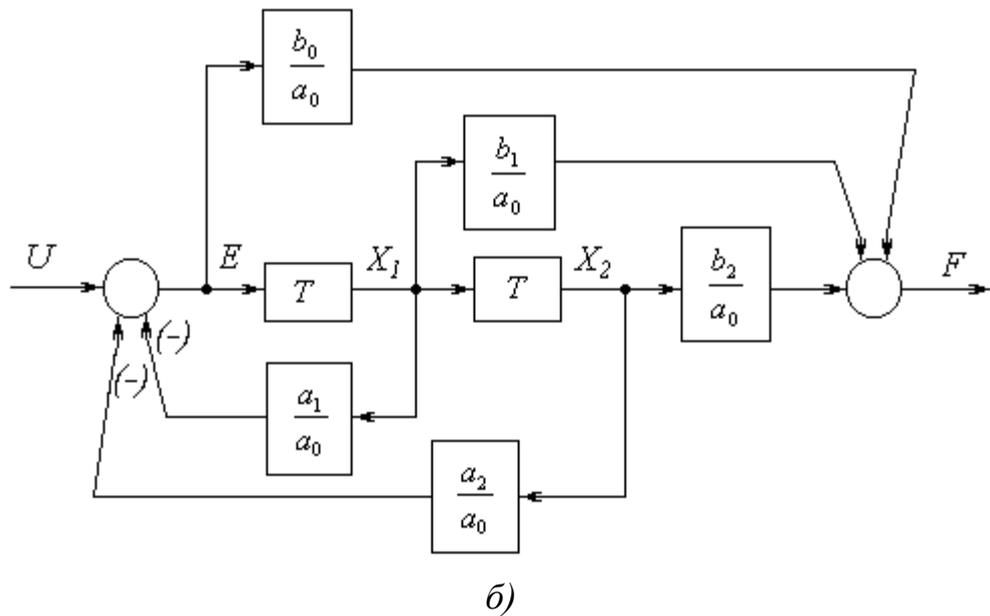
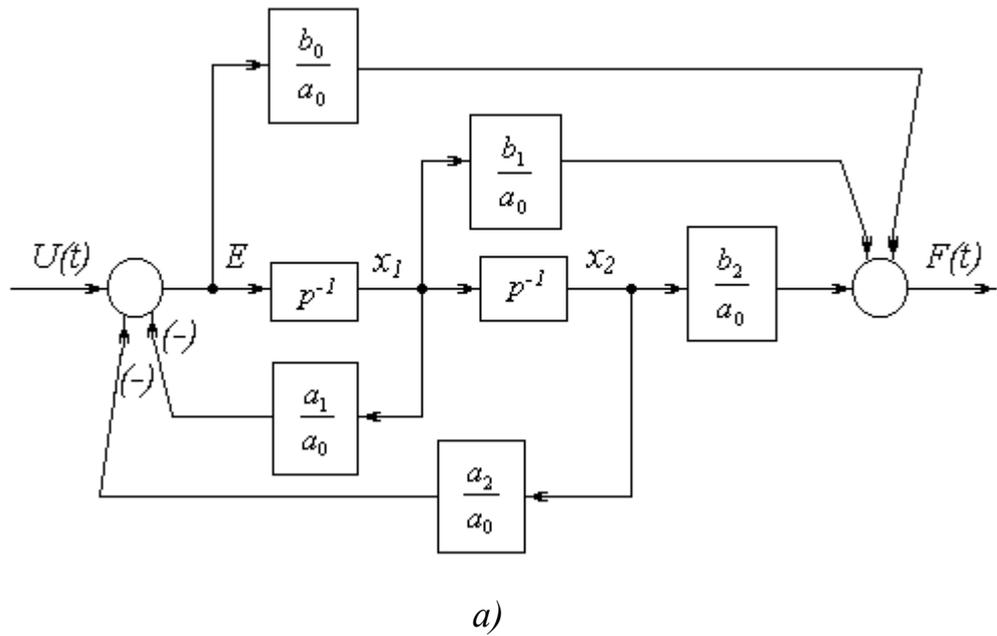


Рисунок 3.3 - Переход от передаточной функции (3.10) к цифровой модели:

а) структурная схема модели передаточной функции в пространстве состояний; б) структурная схема цифровой модели

Сигналы  $X_1$  и  $X_2$  – переменные состояния. Они изменяются на каждом шаге интегрирования в соответствии с выбранным алгоритмом или методом аппроксимации. Как показано выше, выбор метода определяет точность вычислений. Поэтому вместо пропорциональных звеньев  $T$ , соответствующих методу ступенчатой аппроксимации используются  $z$ -формы в виде соответствующих структурных схем, как, например, приведенных на рис. 3.1, а – в. Этот метод позволяет с большей точностью моделировать динамику систем, которая описывается дифференциальными уравнениями высокого порядка.

### 3.1.3. Цифровое моделирование переходных режимов упругой части системы подъема

В режиме предохранительного торможения существенное влияние на динамику процесса оказывает упругая часть подъемной установки [68], [69]. Исследуем цифровую модель переходного процесса упругой части, приведенной на рис. 2.4., для случая, когда подъемные сосуды находятся в крайних положениях и передаточные функции ветвей имеют второй порядок (2.2). Результатом исследования этой системы операторным методом стали выражения (2.12-2.13) и временные диаграммы на рис. 2.7.

Структурная схема для цифрового моделирования механической и упрощенной упругой части подъема имеет вид, приведенный на рис. 3.4.

Для ее реализации можно использовать метод кусочно-линейной аппроксимации (3.2) численного интегрирования, представленный структурной схемой рис. 3.1,б.

Алгоритм вычисления  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  на  $n$ -ном шаге интегрирования имеет вид:

$$F_1 = B_0 E_{1n} + B_1 X_{1n} + B_2 X_{2n},$$

$$E_{1n} = F_n - A_1 X_{1n} - A_2 X_{2n} + F_{6n}; \quad X_{1n} = X_{1n-1} + 0,5(E_{1n} + E_{1n-1})T; \quad X_{2n} = X_{2n-1} + 0,5(X_{1n} + X_{1n-1})T;$$

$$\text{где } A_1 = \frac{1}{d'_0}; \quad A_2 = \frac{d'_1}{d'_0}; \quad B_0 = \frac{c'_0}{d'_0}; \quad B_1 = \frac{c'_1}{d'_0}; \quad B_2 = \frac{c'_2}{d'_0}.$$

$$F_2 = D_0 E_{2n} + D_1 Y_{1n} + D_2 Y_{2n}, \quad F_3 = F_{\text{дин}} - F_{1n} + F_{2n}.$$



$$E_{2n} = -F_n - C_1 Y_{1n} - C_2 Y_{2n} + F_{5n};$$

$$Y_{1n} = Y_{1n-1} + 0,5 (E_{2n} + E_{2n-1}) T;$$

$$Y_{2n} = Y_{2n-1} + 0,5 (Y_{1n} + Y_{1n-1}) T;$$

$$\text{где } C_1 = \frac{1}{d_0''}; C_2 = \frac{d_1''}{d_0''}; D_0 = \frac{c_0''}{d_0''}; D_1 = \frac{c_1''}{d_0''}; D_2 = \frac{c_2''}{d_0''}.$$

Согласно этому алгоритму разработана программа на языке программирования Паскаль. Программа вычисляет в функции времени усилия  $F1$ ,  $F2$  в точках сопряжения канатов с барабаном и результирующее усилие  $F3$ . Программа 3.1, реализующая алгоритм, приведена в приложении Б.

В ней приняты следующие обозначения переменных:

$$X_{1n} := X1; X_{1n-1} := X3; Y_{1n} := Y1; Y_{1n-1} := Y3; E_{1n} := E1; E_{1n-1} := E3; E_{2n} := E2; E_{2n-1} := E4.$$

Константы  $t := T$ ;  $F_{max} := FM$ ;  $A_i$  и  $B_i$  приняты для условий расчета переходного процесса упругой части ШПМ ЦШ4-4 в крайних положениях сосудов по выражениям (2.19).

В качестве возмущающего воздействия принята трапециидальная характеристика изменения тормозного усилия  $F_m$ , где  $T_1$  – длительность переднего линейно изменяющегося фронта функции  $F_m \uparrow$ , с;  $T_2$  – длительность установившегося максимального значения  $F_m = FM$ , с;  $T_3$  – длительность заднего линейно изменяющегося фронта функции  $F_m \downarrow$ , с.

Таким образом, задавая различные значения времени:  $T1$ ,  $T2$ ,  $T3$ , можно исследовать реакцию упругой системы на ступенчатое или линейно изменяющееся (в данном случае трапециидального вида) воздействие.

В процессе работы программы на печать выводятся результаты каждых 20-х вычислений параметров: времени  $T * N$ , воздействия  $F_m$ , реакции усилий  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$ . По полученным результатам можно построить график переходного процесса. При использовании описанного выше алгоритма решения задачи выбран шаг интегрирования  $T = 0,001$  с. Это обеспечивает необходимую точность вычислений, устойчивость цифровой модели и время моделирования.

Для практических исследований более удобным и наглядным способом вывода результата моделирования для объектов со сложной электромеханической структурой является графический. Для компилятора TURBO PASCAL это достигается введением в программу операций с использованием специальных графических драйверов. Язык QBASIC позволяет использовать для тех же целей имеющиеся графические операторы. При этом результат выводится в графическом виде на дисплей с достаточной разрешающей способностью. Также имеется возможность, пользуясь операторами BLOAD, BSAVE сохранять полученную информацию в виде файлов на диске и при необходимости использовать эту информацию для получения семейств характеристик при различных параметрах систем и воздействий.

При компьютерном моделировании можно исследовать реакцию исследуемой системы на различные виды возмущений: ступенчатое, линейно изменяющееся (трапецеидальное), импульсное, экспоненциальное  $F_{ex}=F_m(1-e^{-at})$ , синусоидальное. Выбор типа воздействия осуществляется при помощи задания соответствующих алгоритмов с коэффициентами и временами характеризующими темп изменения воздействий.

Результаты исследований упругой системы подъема с помощью такой модели приведены в [82]. Получены модели переходных характеристик реакции упругой системы на ступенчатое воздействие, приведенные на рис. 3.5. Сравнительный анализ переходных характеристик реакции упругой системы подъема на ступенчатое воздействие приведен на рис.3.5. На рисунке пунктиром (1) обозначены кривые, полученные операторным методом по выражениям (2.12 – 2.13) и представленные на рис. 2.7, а сплошной линией (2) обозначены характеристики, полученные с помощью цифровой модели. Проведенный анализ показывает высокое соответствие основных параметров процесса – амплитуд, частот и фаз математической и цифровой моделей. Из характеристик можно определить период основной частоты упругих колебаний, который соответствует в данном случае  $T_{ук} \approx 1,4с$ .

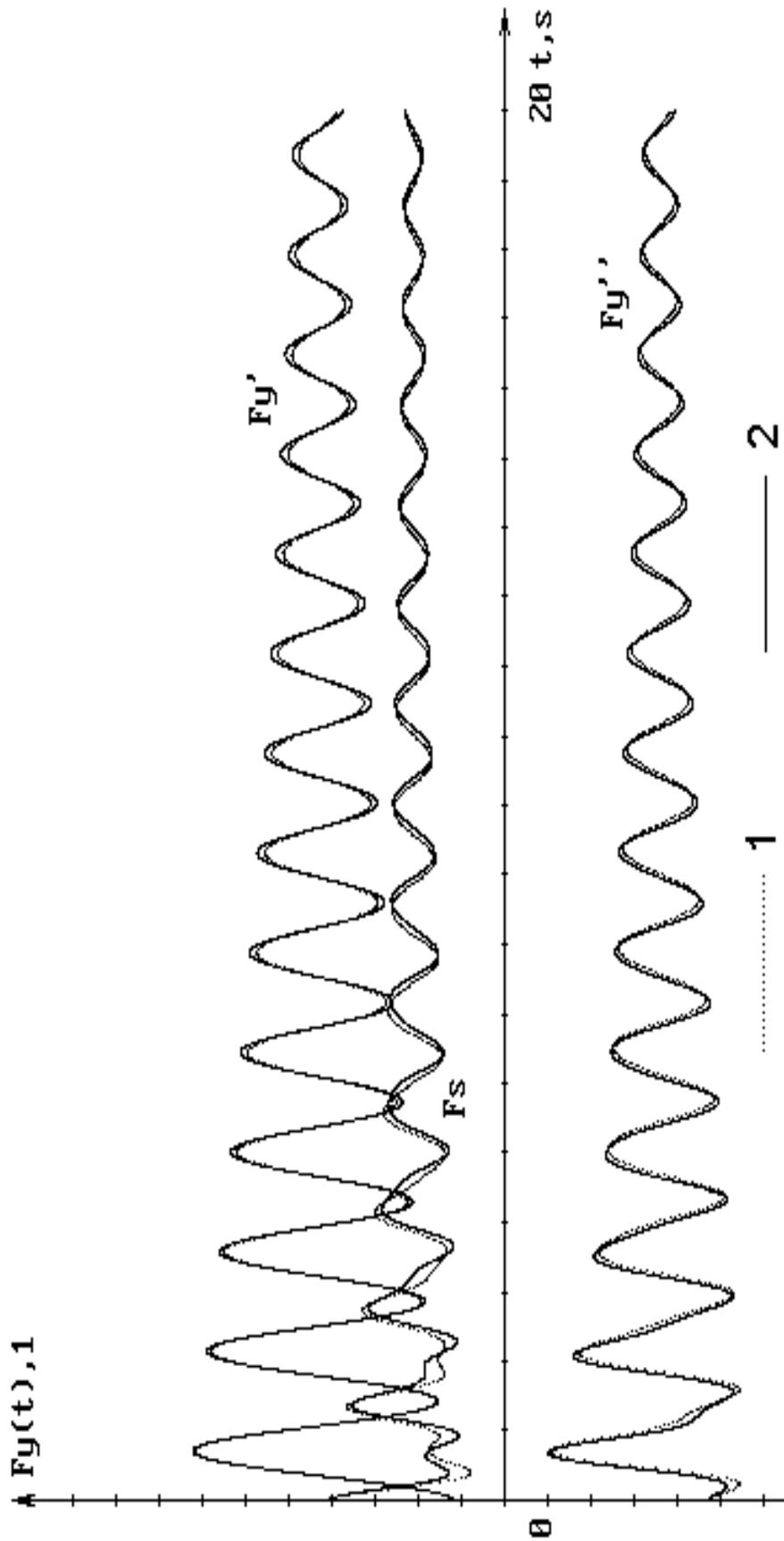


Рисунок 3.5 - Переходные характеристики упругой части подъемной установки  $F_{Iy}'(t)$ ,  $F_{Iy}''(t)$  и  $F_{\Sigma}(t)$  (на графике  $F_s$ ) для случая крайних положений сосудов с глубиной подъема 860м.

При этом погрешность в основном определяется выбранной точностью вычислений математической модели и шагом квантования цифровой модели. При этом она может составить не более 5-10%, что дает основание использования цифрового моделирования при исследовании режимов предохранительного торможения.

### 3.2. Влияние соотношений основных параметров подъемной установки на частоты и амплитуды механических колебаний

На основании описанной выше цифровой модели и ее реализацией в компьютерной программе проведем исследования свойств системы подъема в функции таких параметров, как разность статических нагрузок и общая глубина подъема. При этом примем, за начальное условие, крайние расположения сосудов, как наиболее опасные, с точки зрения, возможности создания условий проскальзывания канатов по ведущему шкиву [20].

На рис. 3.6 приведено семейство переходных характеристик при изменении разности статических нагрузок, а на рис. 3.7, – семейство переходных характеристик в функции изменения общей глубины подъема. Переходные характеристики являются реакцией на ступенчатое приложение воздействия на механическую систему.

Анализ полученных характеристик рис. 3.6 показывает, что изменение статических нагрузок в два раза приводит в основном к соответствующему изменению амплитуд результирующих усилий от взаимодействия упругих ветвей канатов с сосудами. При этом частоты колебаний изменяются незначительно.

Общая глубина подъема оказывает большее влияние на изменение, как амплитуды, так и частоты собственных колебаний системы подъема (рис. 3.7) и соответственно на величины результирующих усилий упругой системы.

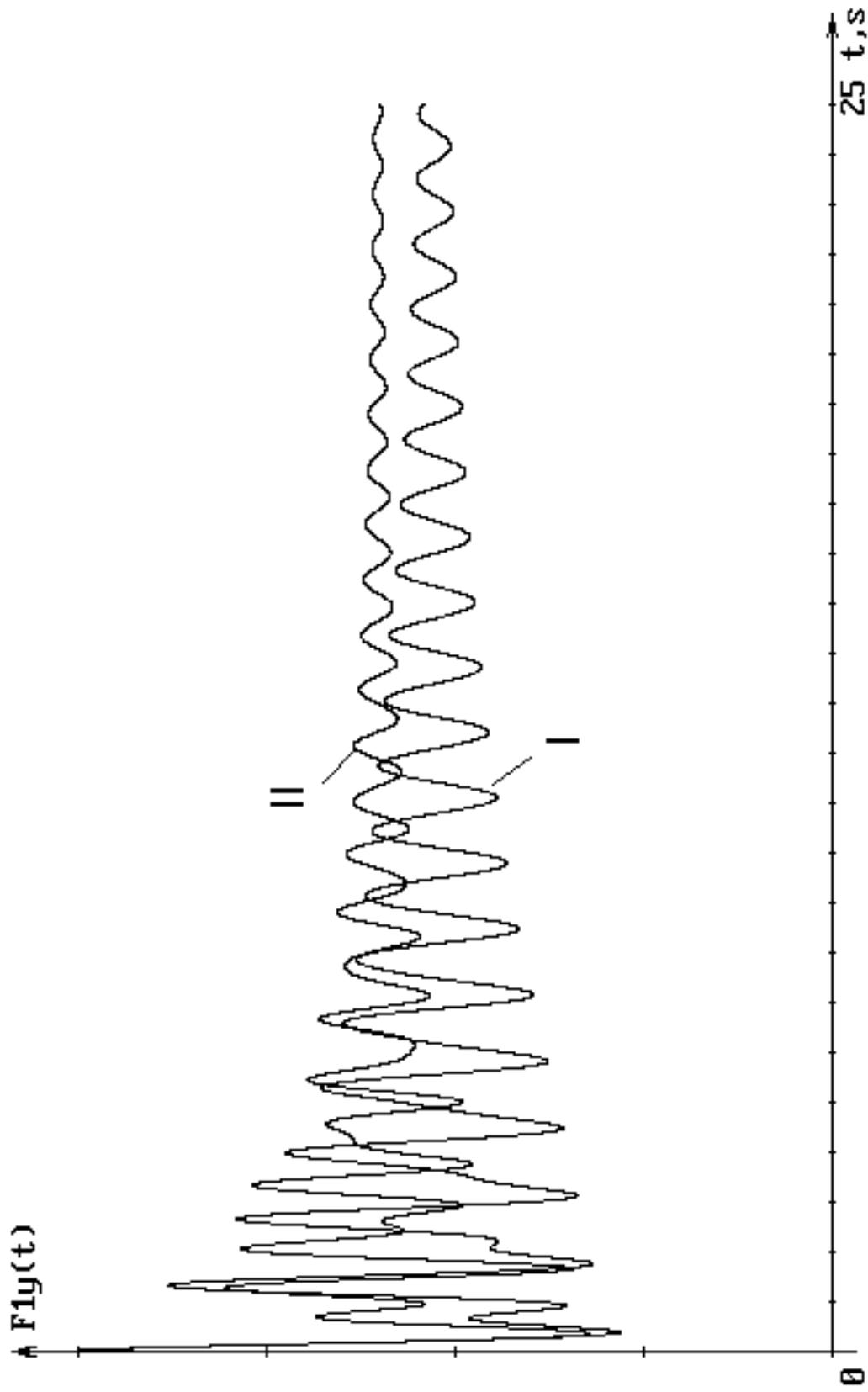


Рисунок 3.6 - Семейство переходных характеристик  $F_{\Sigma}(t)$  при статических нагрузках подъемной установки: I – при  $m_2 = 16000$  кг; II – при  $m_2 = 32000$  кг для случая крайнего положения сосудов при глубине подъема

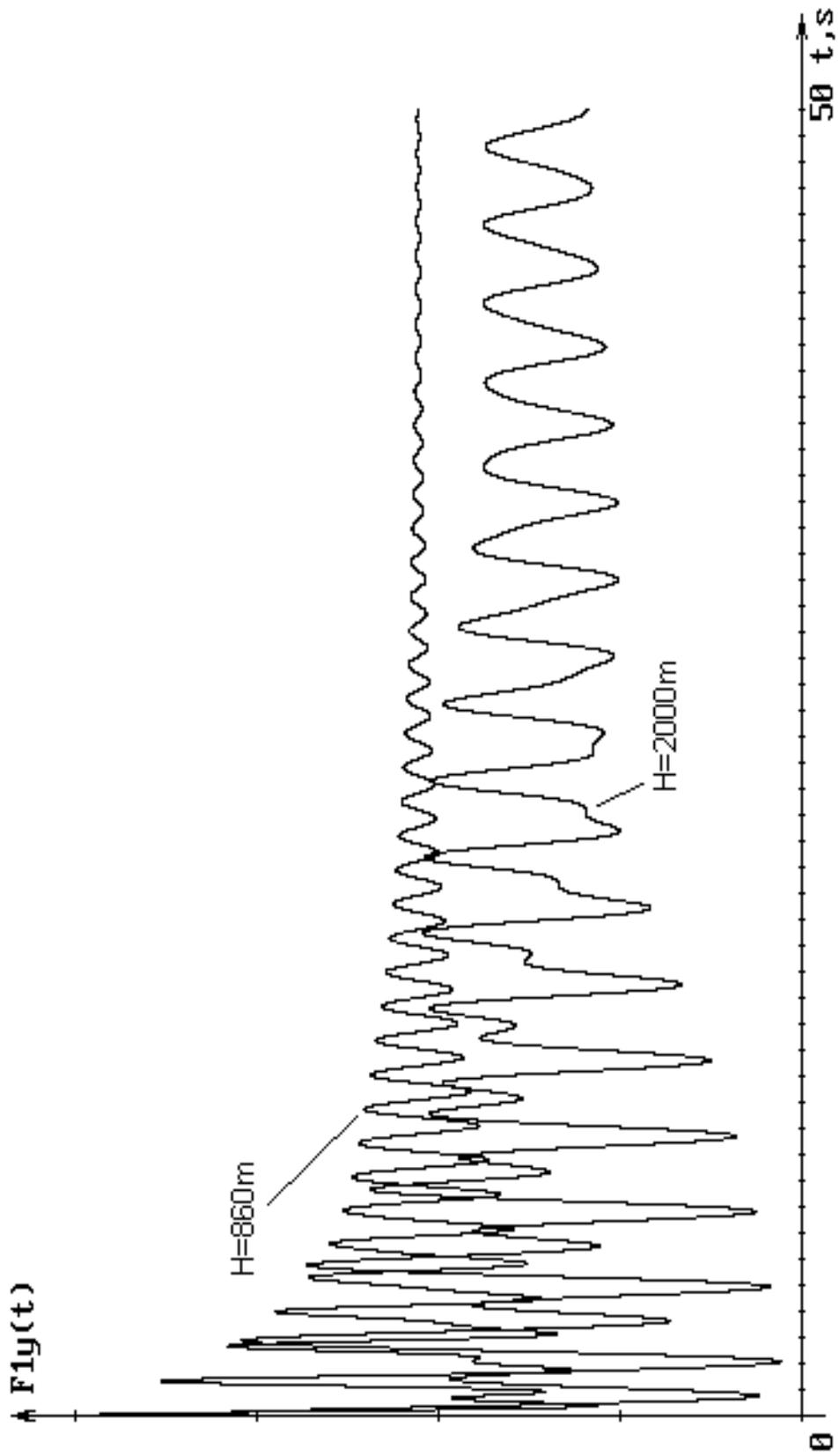


Рисунок 3.7 - Семейство переходных характеристик  $F_{\Sigma}(t)$  в функции общей глубины подъема 860 м и 2000 м, при постоянной статической нагрузке

### 3.3. Определение рациональных управляющих воздействий в разомкнутых системах предохранительного торможения

Реально существующие тормозные системы в виду нелинейностей их статических характеристик не могут обеспечить качественное линейно нарастающее воздействие на ШПМ. Поэтому, исследуем модель более сложного вида воздействия с имитацией зон нечувствительности (холостой ход) и насыщения. Сформируем входное воздействие в виде Z-образной кусочно-линейной характеристики с переменным коэффициентом линейности, по виду близкое к реальному.

Реальную переходную характеристику тормозной системы (рис. 5.2) можно аппроксимировать кусочно-линейной (рис. 3.8), состоящей из четырех участков, соответствующих: 1 – холостому ходу и начальному тормозному усилию; 2 – нарастанию тормозного усилия; 3 – то же, с меньшим темпом нарастания перед подходом к установившемуся значению; 4 – установившемуся значению.

Рассмотрим влияние соотношений длительностей выделенных частей аппроксимированной характеристики и их крутизны на качество переходного процесса упругой части системы подъема. Для этого воспользуемся методом [21], при котором, для упрощения решения задачи примем передаточную функцию объекта упругой системы по отношению к динамическому усилию  $F_y$ :

$$W(p) = \frac{F_y(p)}{F_m(p)} = \frac{c}{m_1(p^2 + \omega^2)}, \quad (3.12)$$

где  $\omega = \sqrt{\frac{2c(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}$  – частота собственных колебаний упругой системы;  $c$  –

коэффициент упругости.

Если  $F_m$  изменяется по линейному закону, например,  $F_m = et$ , то согласно преобразованию Лапласа–Карсона:

$$F_y(p) = \frac{ec}{m_1 p(p^2 + \omega^2)} = \frac{ec}{m_1 \omega^2} \left( \frac{1}{p} - \frac{p}{p^2 + \omega^2} \right). \quad (3.13)$$

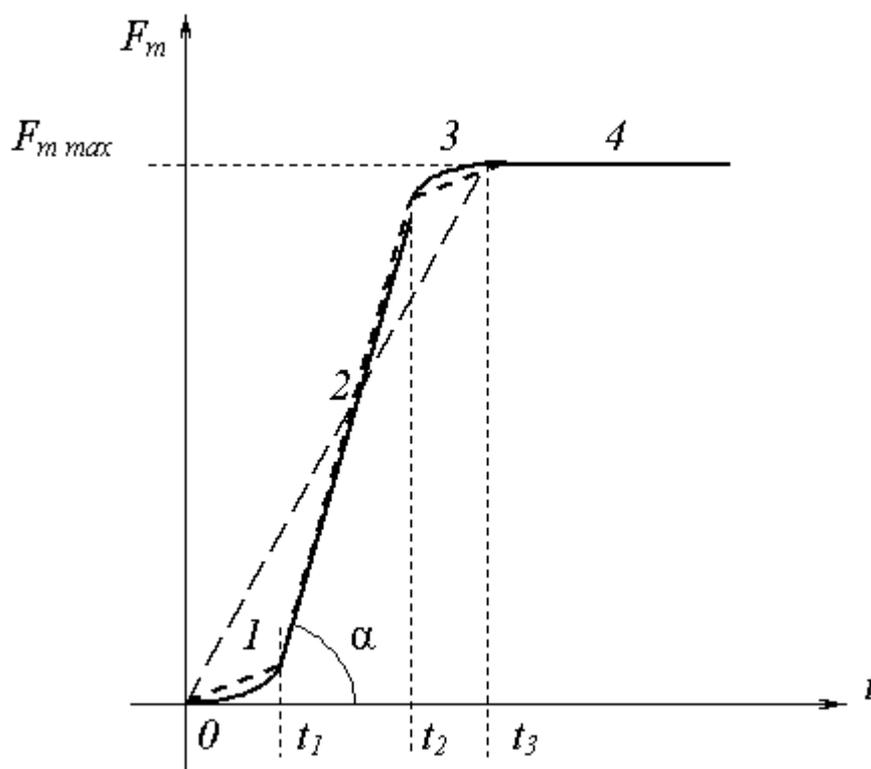


Рисунок 3.8 - Кусочно-линейная аппроксимация переходной характеристики тормозной системы.

1 – холостой ход и начальное тормозное усилие; 2 – нарастание тормозного усилия; 3 – выход характеристики к установившемуся значению; 4 – установившееся значение

Соответствующий оригинал  $F_y(t)$ :

$$F_y(t) = \frac{ec}{m_1\omega^2}t - \frac{ec}{m_1\omega^2}\sin\omega t. \quad (3.14)$$

Из этого выражения следует, что составляющими переходного процесса являются прямая линия и синусоида. Если принять  $t=T=2\pi/\omega$ , то

$$F_y(t) = \frac{ec2\pi}{m_1\omega^3} - \frac{ec}{m_1\omega^2}\sin 2\pi = \frac{2\pi ce}{m_1\omega^3} \quad (3.15)$$

В данном случае в динамической составляющей  $F_y(t)$  отсутствуют колебания.

Воспользуемся этим свойством упругой системы применительно рис. 3.8.

Для этого примем изменение  $F_m$  на характеристике:

на участке 1 в течение времени  $t_1-t_0=T/2$  по закону  $F_{m11}(t)=e_1t$ ;

на участке 2 в течение времени от  $t_1$  до  $t_2$  по закону  $F_{m12}(t)=e_1t_1+2e_1(t-t_1)$ ;

на участке 3 в течение времени  $t_3-t_2=T/2$ , по закону  $F_{m13}=e_1t_1+2e_1(t_2-t_1)+e_1(t-t_3)$ ;

на участке 4, после момента времени  $t_3$  усилие  $F_m$  достигает установившегося значения  $F_{m\max}$ .

Такая кусочно-линейная характеристика может быть описана линейными зависимостями:

$$F_{\text{дин}} = \begin{cases} e_1 t & \text{при } 0 < t < t_1 \\ e_1 t_1 + 2e_1 (t - t_1) & \text{при } t_1 < t < t_2 \\ e_1 t_1 + 2e_1 (t_2 - t_1) + e_1 (t - t_3) & \text{при } t_2 < t < t_3 \\ e_1 t_1 + 2e_1 (t_2 - t_1) + e_1 (t_3 - t_2) = F_{m\max} & \text{при } t > t_3 \end{cases}$$

Тогда, с учетом того, что  $t_1=t_3-t_2=T/2$  реакция упругой системы (2.29) будет иметь вид:

на участке 1

$$F_{11}(t) = \frac{e_1 c}{m_1 \omega^2} (t - \sin \omega t) \quad \text{при } 0 < t < t_1;$$

на участке 2

$$F_{12}(t) = \frac{e_1 c}{m_1 \omega^2} \left( \frac{T}{2} - \sin \omega \frac{T}{2} \right) + \frac{2e_1 c}{m_1 \omega^2} \left[ \left( t - \frac{T}{2} \right) - \sin \omega \left( t - \frac{T}{2} \right) \right] = \frac{2e_1 c}{m_1 \omega^2} \left( t - \frac{T}{2} \right) \quad \text{при } t_1 < t < t_2;$$

на участке 3

$$F_{13}(t) = \frac{e_1 c}{m_1 \omega^2} \left[ 2\left(t - \frac{T}{2}\right) - (t - \sin \omega t) \right] \quad \text{при } t_2 < t < t_3;$$

на участке 4:

$$F_{14}(t) = \frac{2e_1 c}{m_1 \omega^2} \left(t - \frac{T}{2}\right) - \frac{e_1 c}{m_1 \omega^2} [(t_3 - t_2 + \sin \omega(t_3 - t_2))] = \frac{2e_1 c}{m_1 \omega^2} t_2 = \text{const} \quad \text{при } t > t_3.$$

Следовательно, если выбрать длительности начального и заключительного участков характеристики, равными половине периода собственных колебаний упругой системы, а коэффициент наклона  $F_{дин}$  на участке 2 принять в два раза большим, чем на участках 1 и 3, то по окончании переходного процесса колебания в системе не возникнут. На рис. 3.9 представлены цифровые модели временных характеристик усилий упругой части при линейно изменяющихся входных воздействиях и частном случае – двухступенчатом входном воздействии. Если в качестве управляющего воздействия применить описанное в [42] двухступенчатое приложение тормозного усилия, со временем задержки включения второй ступени, равным половине периода собственных колебаний системы, то колебания в системе также не возникнут. Сравнение характеристик рис. 3.9 показывает лучшее качество линейно изменяющегося возмущения, несмотря на простоту двухступенчатого, где имеют место довольно значительные динамические перегрузки.

На рис. 3.10 представлены временные характеристики упругой части при подаче на вход упругой системы Z-образного входного воздействия по закону, описанному выше.

Из рассмотренных принципов управления предохранительным тормозом, последний является наиболее близким по виду к естественным характеристикам реальных тормозных систем подъемных установок, применяемых в настоящее время. Этот принцип формирования тормозного усилия может быть использован для разомкнутых систем торможения подъемных установок глубоких шахт, где влияние упругой части системы имеет существенное значение.

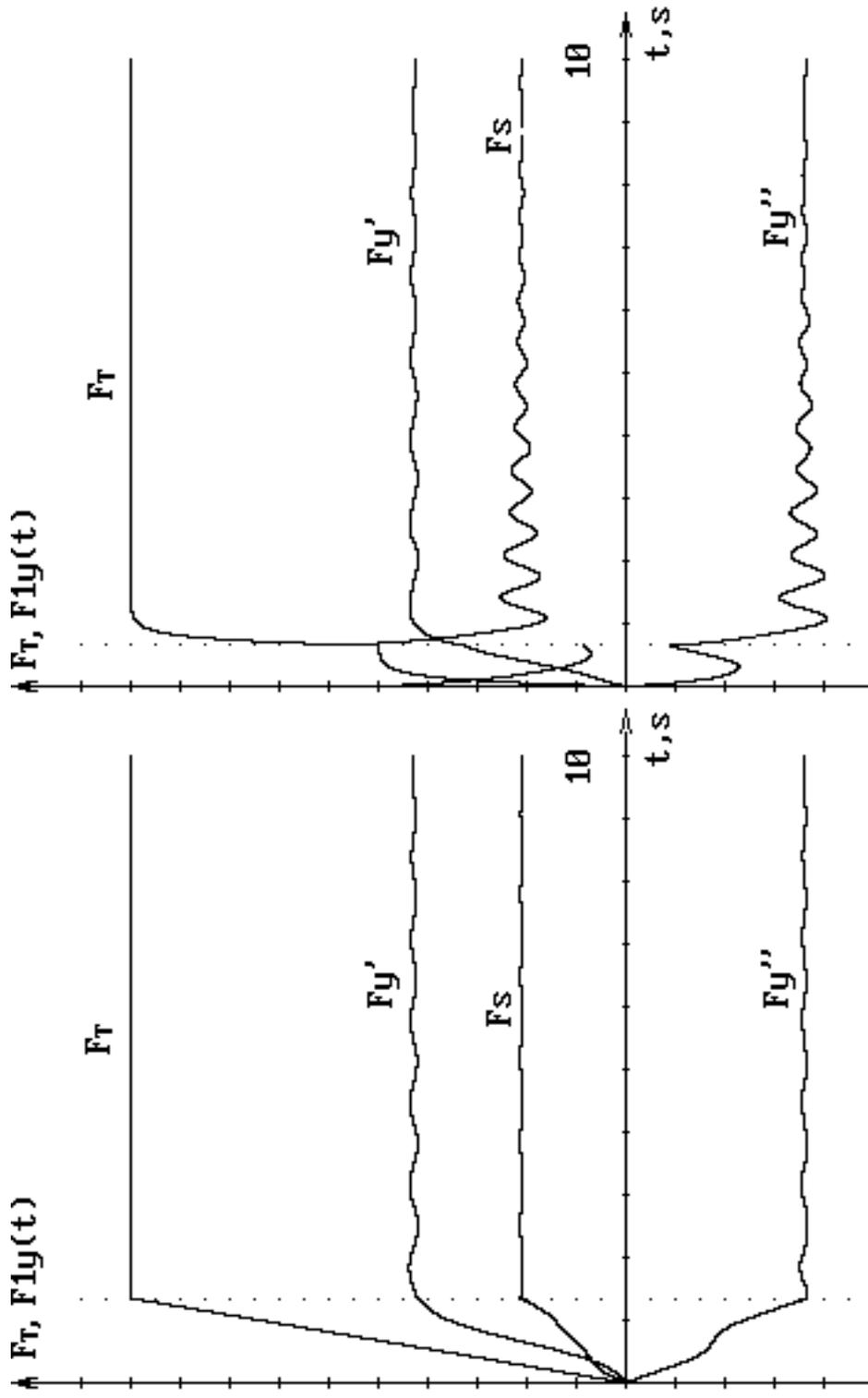


Рисунок 3.9 - Семейства временных характеристик  $F_{1y}'(t)$ ,  $F_{1y}''(t)$  и  $F_s(t)$  при входном линейно нарастающем и двухступенчатом приложении тормозного усилия  $F_T(t)$  для случая крайних положений сосудов подъемной установки с глубиной подъема 860м

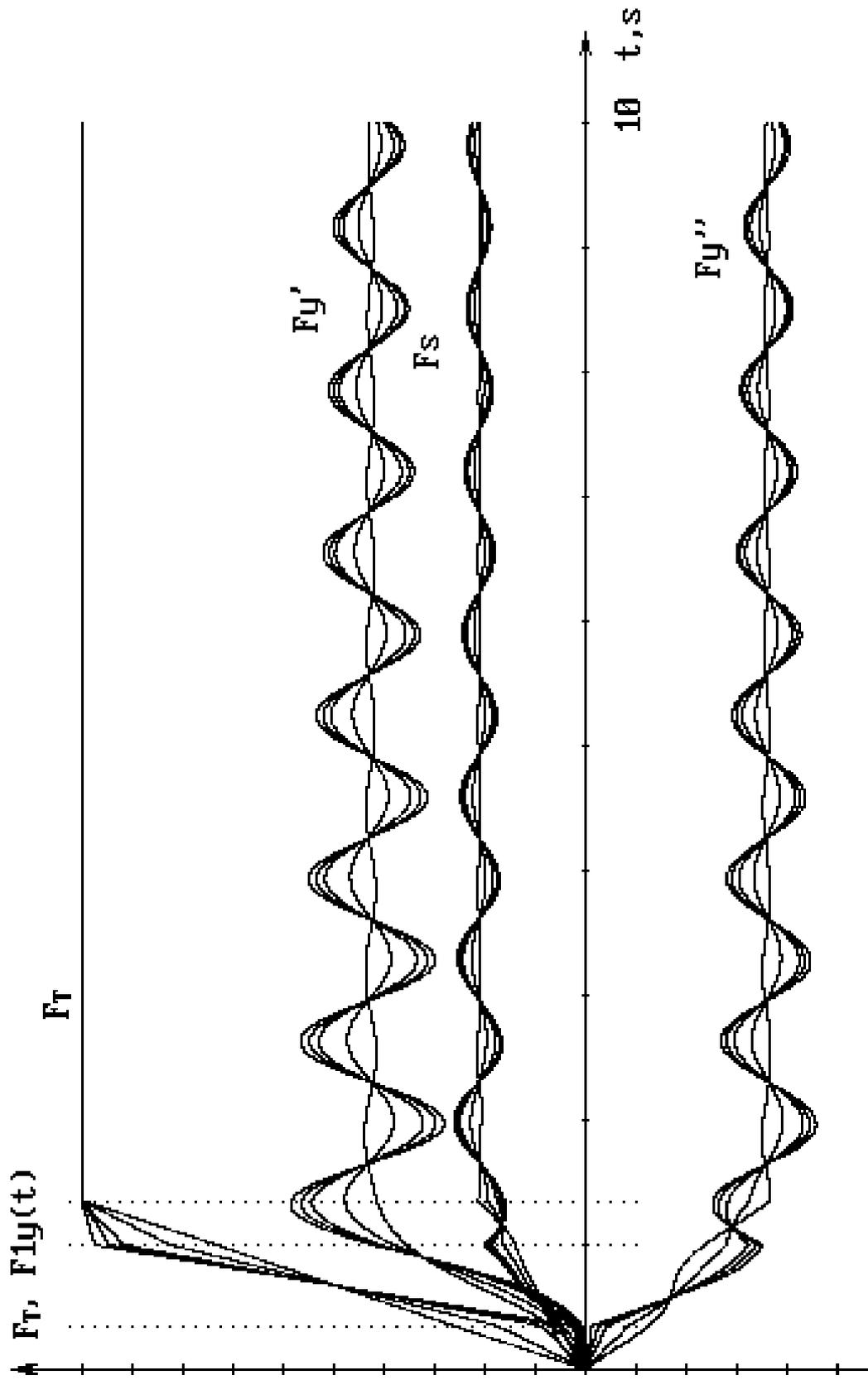


Рисунок 3.10 - Семейство временных характеристик упругой части подъемной установки  $F_{1y}'(t)$ ,  $F_{1y}''(t)$  и  $F_{\Sigma}(t)$  при Z-образной форме тормозного усилия и различных коэффициентах нарастания тормозного усилия  $F_T(t)$  на начальном и заключительном участках характеристик тормозного усилия

### 3.4. Формирование рациональных управляющих воздействий для улучшения динамических режимов процесса торможения подъемной установки

#### 3.4.1. Разработка самонастраивающейся системы рационального управления предохранительным тормозом

Режим предохранительного торможения с точки зрения динамики процесса и безопасности работы подъемной установки является наиболее сложным в технологии подъема. При этом, как указывалось ранее, для уравновешенной подъемной установки наиболее опасными являются режимы, когда подъемные сосуда находятся в крайних точках. В этих случаях существенное влияние оказывают упругие колебания длинных ветвей канатов и при большой разности статических нагрузок они могут привести к проскальзываниям канатов по шкиву трения (барабану) подъемной установки. Поэтому формирование рациональных управляющих воздействий, направленных на улучшение эксплуатационных характеристик в аварийных режимах, имеет особое значение для подъемной установки. Для этих целей наибольший интерес представляет использование современных способов управления приводом, таких, как принципы подчиненного управления [70] и использование многоканального управления [58, 71].

Принцип многоканального управления предполагает использование последовательного корректирующего устройства второго порядка или выше, что позволяет эффективно компенсировать инерционности объектов, имеющих упругие элементы формированием сложных управляющих воздействий в функции времени.

Поскольку характеристические уравнения упругой части системы имеют высокий порядок, то это усложняет задачу синтеза корректирующего устройства. При этом для разных позиций сосудов в стволе и их загрузки требуются изменения настроек корректирующего устройства. Особенно это существенно для неуравновешенных подъемных установок. Поэтому для практического использования принципа многоканального управления лучше всего использовать

корректирующее устройство не выше второго порядка, представленное на рис. 2.9. С этой целью исходную передаточную функцию объекта управления необходимо аппроксимировать передаточной функцией второго порядка, применив и реализовав программно алгоритм, описанный в разделе 2.5.2. Согласно этому алгоритму разработана программа цифровой модели самонастраивающейся системы управления предохранительным тормозом с формированием тормозного усилия, рационального по минимуму динамических перегрузок.

Работа программы состоит из двух циклов. В первом цикле производится анализ параметров переходного процесса системы и синтезируются параметры последовательного корректирующего устройства:

1. Моделируется реакция исследуемой системы на единичный скачек входного сигнала, т. е. переходная функция упругой системы подъема (рис. 2.8.а), результат выводится на экран;

2. Полученная переходная функция аппроксимируется методами компьютерной графики затухающей синусоидой вида:  $f=A_m \sin(\omega t + \psi) e^{-at} + f_{ycm}$  и определяются ее параметры:  $f_{ycm}$ ,  $A_m$ ,  $\omega$ ,  $\psi$ ,  $a$  и результат выводится на экран;

3. Определяются коэффициенты аппроксимирующей передаточной функции типового динамического звена 2-го порядка по Карсону-Хевисайду (рис. 2.8,б);

4. Определяются параметры настройки последовательного корректирующего устройства на основе ЗУ-2:  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  (рис. 2.9).

Во втором цикле производится анализ работы модели совместно с ЗУ-2.

5. Моделируется реакция упругой системы на единичный скачек входного сигнала (или воздействие любой формы) с подключенным и настроенным согласно п. 4 последовательным корректирующим устройством ЗУ-2. Результат выводится на экран;

6. Выводятся на печать параметры настройки ЗУ-2.

Результаты работы программы в первом цикле приведены на рис. 3.11, а во втором – на рис. 3.12.

При необходимости программа может выводить на экран или принтер другие параметры вычислений в графическом или числовом виде, а также строить семейства переходных характеристик.

Отдельные блоки или алгоритмы этой программы, такие, в частности, как относящиеся к аппроксимации передаточной функции упругой части подъема, определение коэффициентов и параметров настройки ЗУ-2 могут быть реализованы при создании микропроцессорной системы управления [72-81] предохранительным торможением или ее отладочного блока. За основу может быть принята однокристалльная микро-ЭВМ, принципы проектирования которой описаны в работах [77], [78].

3.4.2. Практическое применение и метод настройки ЗУ-2 на формирование рациональных по динамичности переходных режимов предохранительного торможения

Наиболее сложный по динамичности процесс для уравновешенной подъемной установки – это крайние положения сосудов. Для уравновешенных ШПУ характерным является также то, что диапазон собственных частот упругих колебаний в различных вариантах расположения подъемных сосудов и их загрузки изменяется не значительно. Поэтому настройку корректирующего устройства ЗУ-2 целесообразно производить на параметры упругой системы для режима близкого к крайнему положению сосудов, т. к. в этом случае амплитуда колебаний имеет большое значение и возникает необходимость ее компенсации или ограничения.

Решить эту задачу можно аналитическими методами, если известны динамические характеристики подъема, или экспериментально-аналитическим методом, путем осциллографирования режимов предохранительного торможения. В качестве отладочного устройства можно использовать ПЭВМ совместно с аналого-цифровым преобразователем (АЦП). На вход АЦП подаются аналоговые сигналы с датчиков усилий или действительной скорости ШПУ.

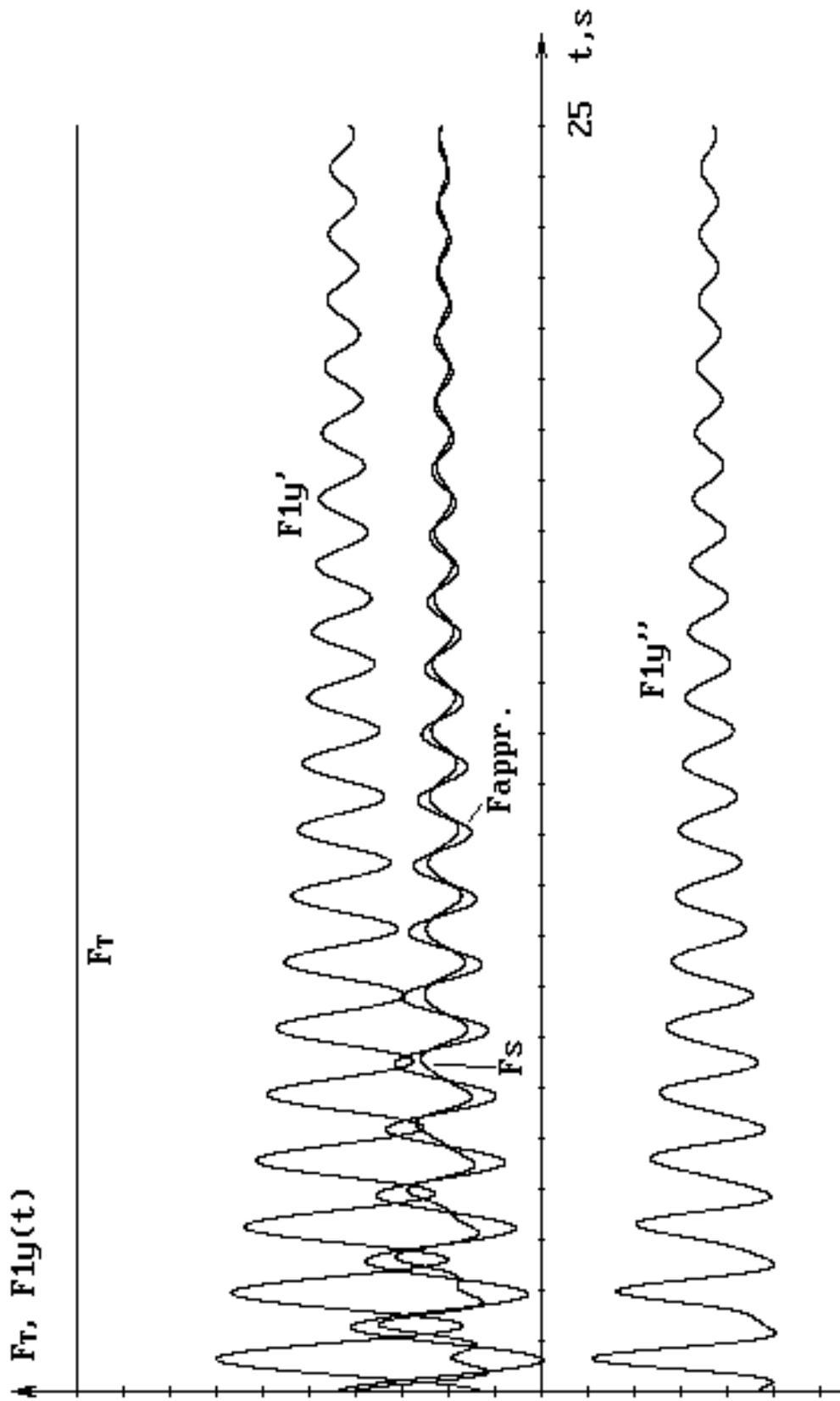


Рисунок 3.11 - Переходные характеристики упругой системы подъема  $F_T(t), F_{1y}'(t), F_{1y}''(t), F_{\Sigma}(t)$  и аппроксимирующая характеристика  $F_{appr.}(t)$  (на графике  $F_s, F_{appr.}$ ) на первом этапе моделирования

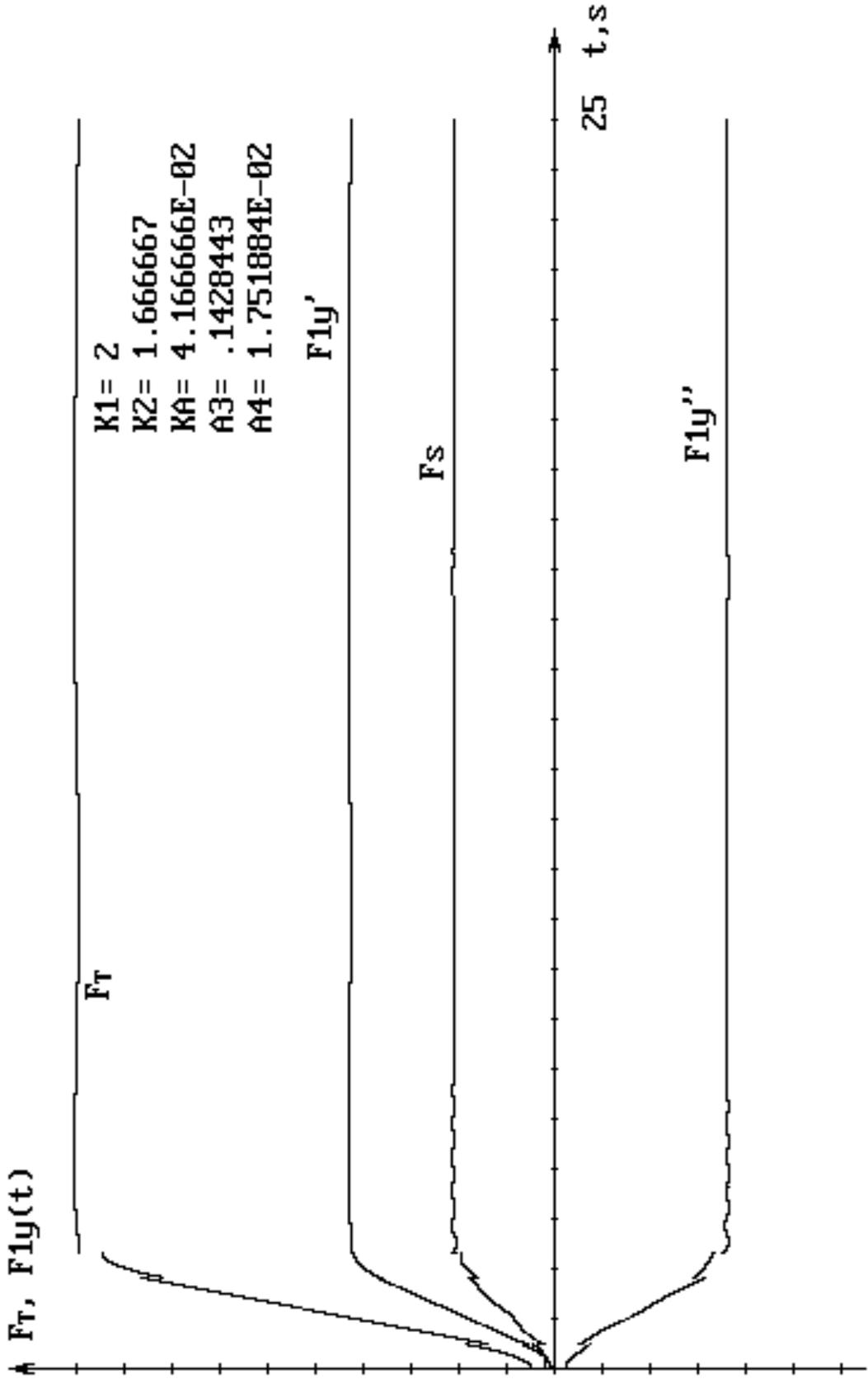


Рисунок 3.12 - Переходные характеристики упругой системы подъема  $F_T(t)$ ,  $F_{1y}'(t)$ ,  $F_{1y}''(t)$ ,  $F_{\Sigma}(t)$  с последовательным корректирующим устройством ЗУ-2 на втором этапе моделирования

С помощью программы на ЭВМ производятся необходимые их преобразования (например, цифровое дифференцирование сигнала перемещения сосудов и выделение сигнала замедления или усилия). В дальнейшем этот сигнал аппроксимируется простейшим гармоническим сигналом, определяются его параметры и по ним определяются параметры передаточной функции звена второго порядка и по ее характеристикам определяются параметры настройки ЗУ-2.

После настройки ЗУ-2 производится проверка настройки системы предохранительного торможения осциллографированием.

### 3.5. Компьютерное моделирование переходных режимов предохранительного тормоза

Структурную схему математической модели предохранительного тормоза, представленную на рис. 2.10,б можно реализовать программно, создав ее компьютерную модель.

На рис. 3.13 представлено семейство диаграмм тормозного усилия, полученное с помощью этой цифровой модели. Сравнение характеристик полученной модели со снятой экспериментально переходной характеристикой и приведенной на рис. 5.2,а дают основание считать полученную модель корректной и позволяют использовать ее для исследования режимов предохранительного торможения совместно с цифровыми моделями отдельных составных частей подъемной установки, ее упругой части и системы управления предохранительным тормозом.

Для применения данной модели предохранительного торможения необходимо в программу ввести параметры:  $K_1$ ,  $USM$  и др. с экспериментально полученных переходных характеристик предохранительного тормоза.

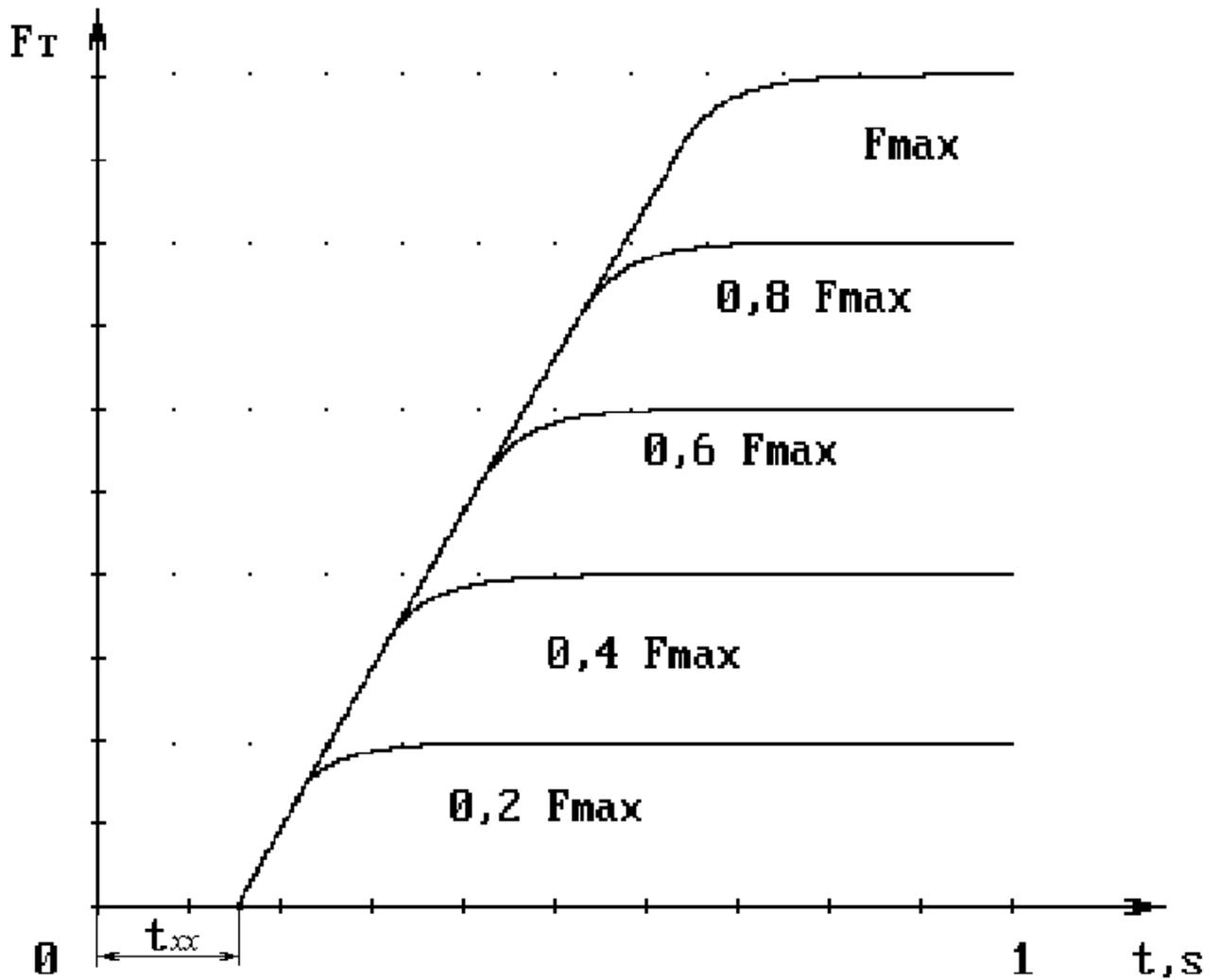


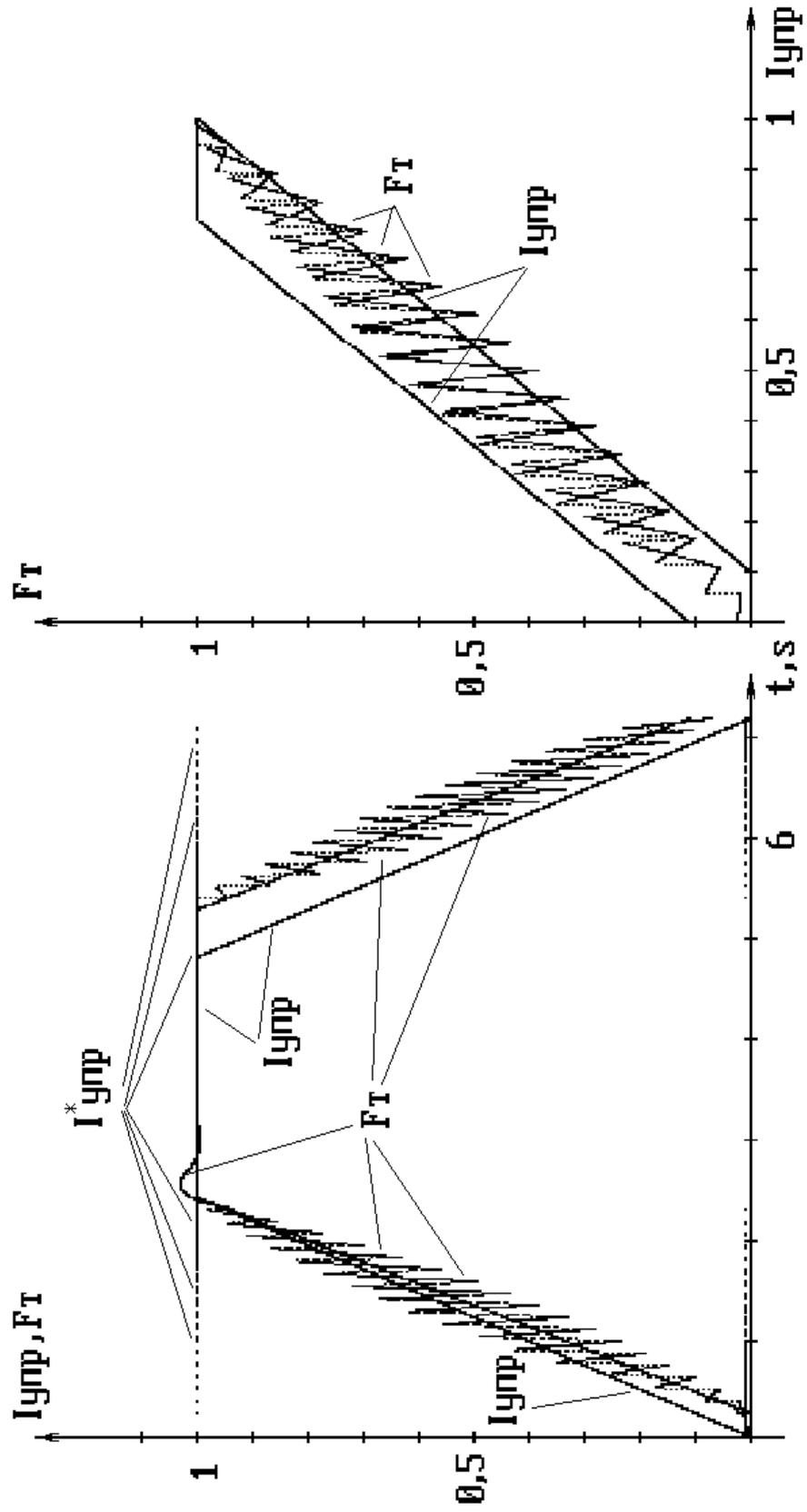
Рисунок 3.13 - Семейство переходных характеристик цифровой модели предохранительного тормоза для случая одновременной работы 1, 2 и 3 клапанов (см. рис. 5.2,а) при различных входных воздействиях

### 3.6. Компьютерное моделирование тормозного устройства с петлевой инерционной нелинейностью

Особенностью электромеханических преобразователей, используемых в тормозных приводах является наличие нелинейностей, обусловленных люфтами, сухим трением, зонами нечувствительности, что придает им естественные петлевые инерционные нелинейные свойства. Это затрудняет использование их в системах автоматизации предохранительного торможения, так как петлевая инерционная нелинейность (гистерезис) способствует возникновению автоколебаний. Минимизировать нелинейные свойства улучшениями технологий изготовления электромеханических преобразователей достаточно сложно, а избавиться полностью, не реально. Более эффективно компенсировать петлевую нелинейность можно изменением принципов управления преобразователем.

Потому в качестве метода эффективной линеаризации тормозного устройства, имеющего естественную петлевую нелинейную инерционность, предложен способ и устройство [63], [135] использующие широтно-импульсную модуляцию воздействий на тормозное устройство. В соответствии с приведенной на рис. 2.11 структурной схемой математической модели разработана компьютерная программа цифрового моделирования процесса управления тормозным устройством с петлевой инерционной нелинейностью. Нелинейный элемент моделирует петлевую нелинейность тормозной системы, включающую электромеханический преобразователь (регулятор давления) и кинематические свойства механического тормоза. Динамические свойства механической части аппроксимированы передаточной функцией звена второго порядка.

На рис. 3.14,а и 3.15,а представлены переходные характеристики сигналов управления и соответствующих им тормозных усилий, а на рис. 3.14,б и 3.15,б – фазовые характеристики тормозной системы с механической постоянной времени  $T_m = 1\text{с}$  соответственно для периодов несущих частот управления ШИМ 0.1с и 0.01с.



а)

б)

Рисунок 3.14 - Переходные характеристики управляющих воздействий и реакции тормозной системы при периоде управления  $T=0.1$  с (а). Фазовая характеристика тормозной системы (б)

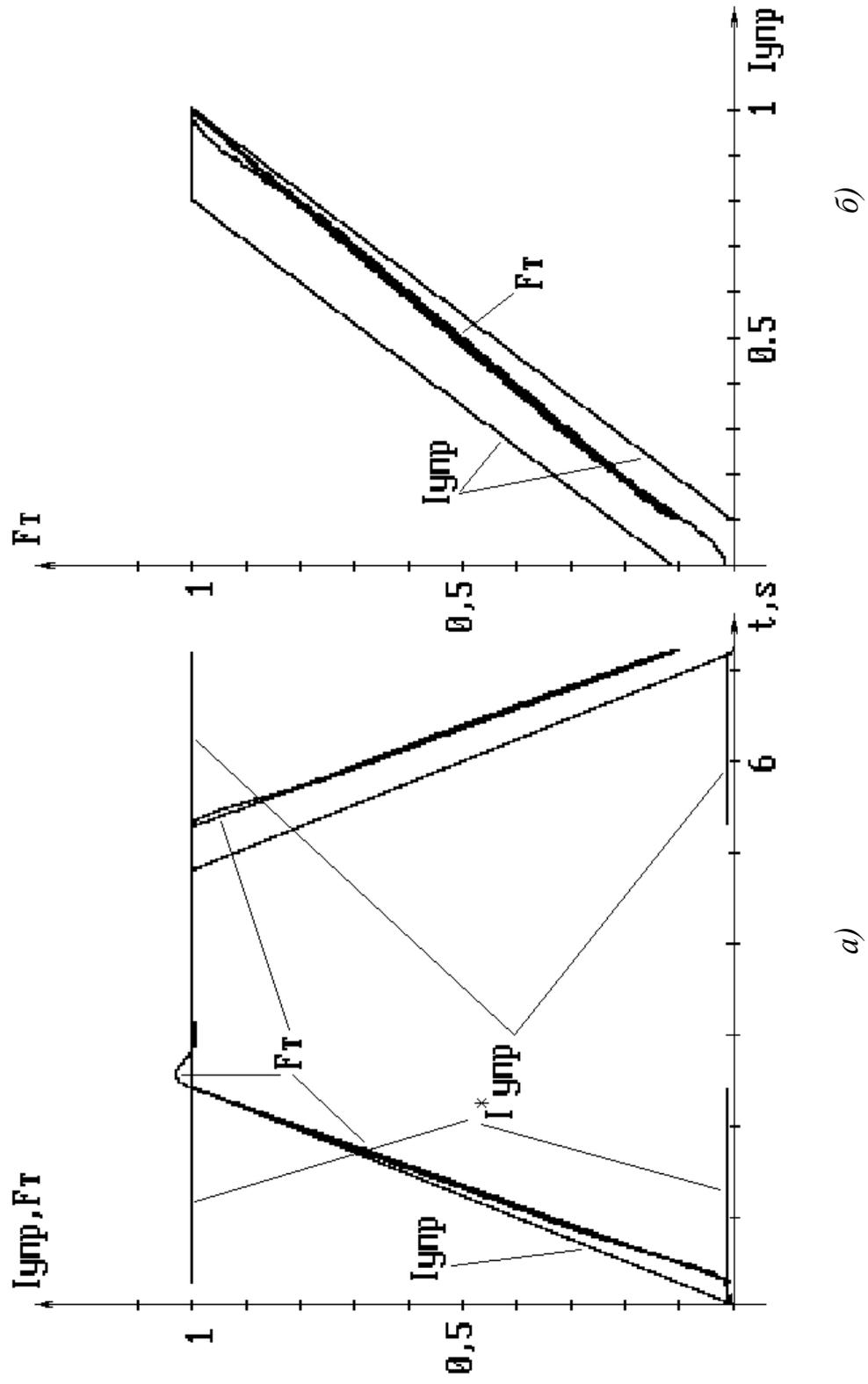


Рисунок 3.15 - Переходные характеристики управляющих воздействий и реакции тормозной системы при  $T=0.01$  с (а). Фазовая характеристика тормозной системы (б)

### 3.7. Цифровое моделирование переходных характеристик замкнутой системы предохранительного торможения

Для исследований цифровой модели предохранительного торможения шахтной подъемной установки [83], [98] составим ее полную математическую модель в виде структурной схемы системы подъема в режиме предохранительного торможения. В качестве составных частей примем математические и цифровые модели упругой части, предохранительного тормоза, разработанные и исследованные выше, а в качестве модели подъемной машины примем интегрирующее звено, на вход которого воздействуют усилия: тормозное  $F_m$ , статическая нагрузка  $\pm F_{cm}$ , результирующее усилие воздействия упругой части системы  $F_\Sigma$ . Выходным параметром системы является сигнал скорости движения подъемной установки  $v$ .

Таким образом, если коэффициент  $K_I$  выбрать равным единице, то коэффициенты, определяющие воздействия усилий  $\pm F_{cm}$ ,  $F_m$ ,  $F_\Sigma$  на подъемную установку будут равны отношениям соответствующих усилий к суммарной массе движущихся частей установки, приведенной к оси вращения барабана. Полная структурная схема модели замкнутой системы АРПТ с клапанным приводом предохранительного тормоза приведена на рис. 3.16. На основании ее составлена цифровая модель в виде компьютерной программы.

Результаты моделирования процессов предохранительного торможения в режиме спуска груза приведены на рис. 3.17, в режиме подъема груза – на рис. 3.18. На рисунках приняты обозначения:  $V$  – действительная скорость;  $V_3$  – заданная диаграмма скорости;  $F_m$  – тормозное усилие.

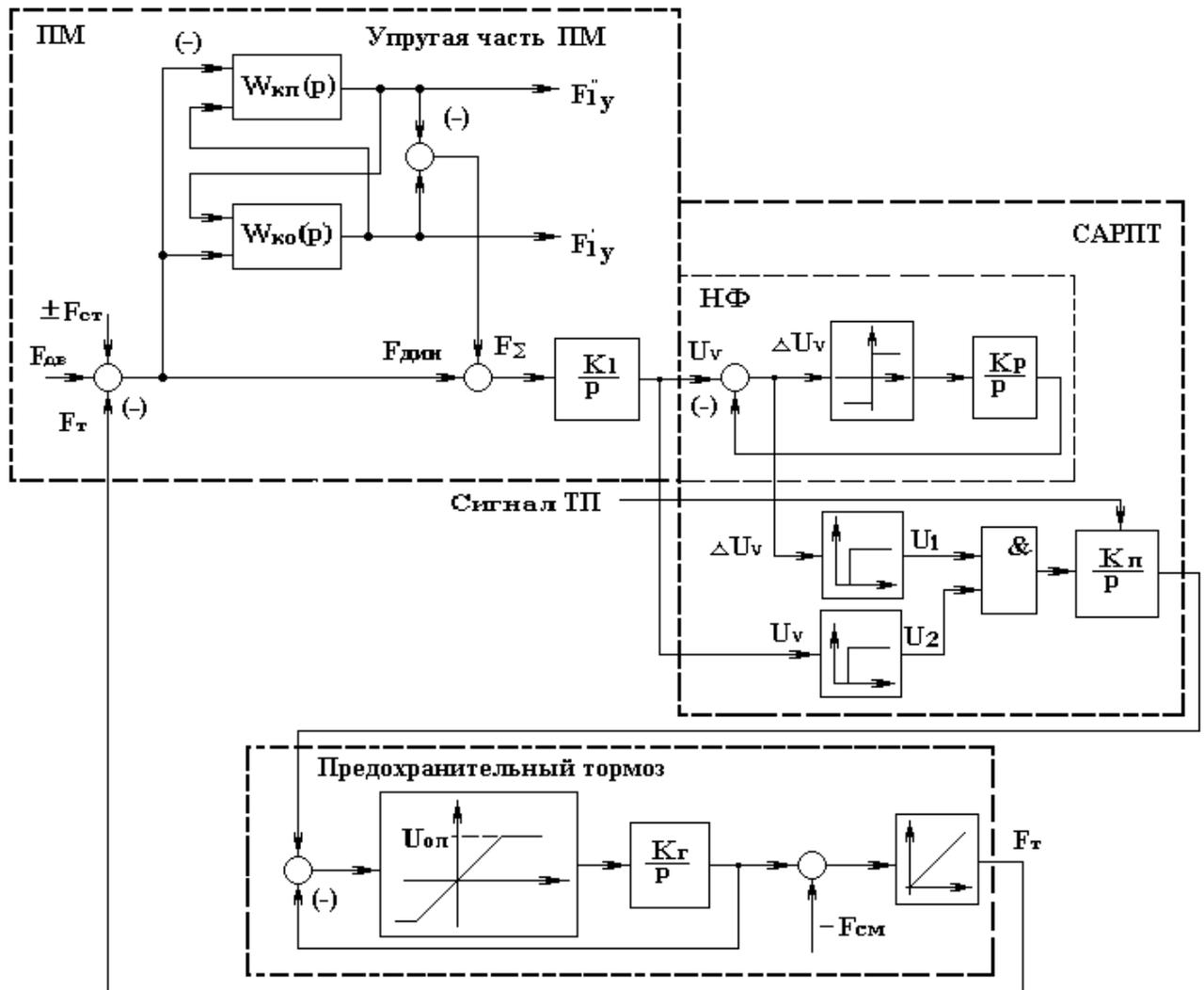


Рисунок 3.16 - Структурная схема модели замкнутой системы АРПТ с клапанным приводом предохранительного тормоза

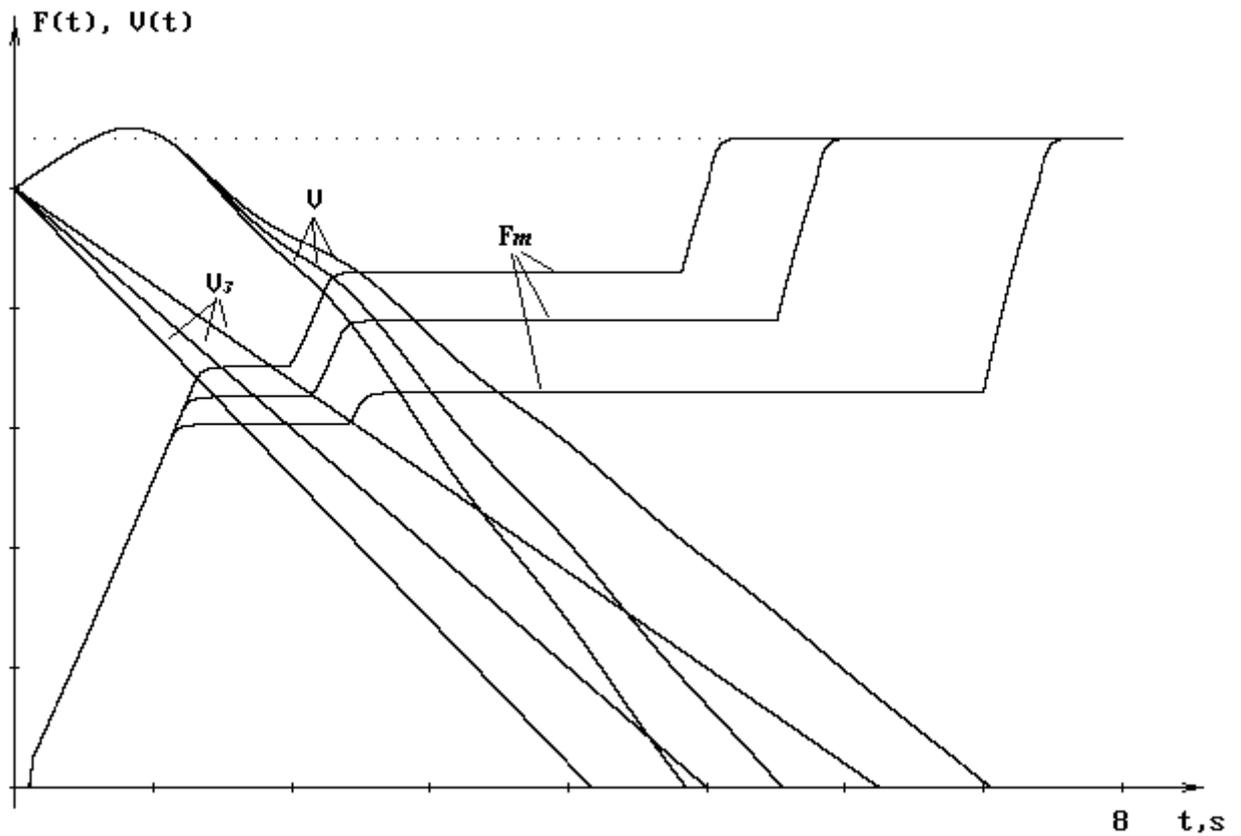


Рисунок 3.17 - Временные диаграммы компьютерного моделирования предохранительного торможения системой АРПТ с клапанным приводом тормоза в режиме спуска груза и заданных замедлениях:  $0.8 \text{ м/с}^2$ ,  $1.0 \text{ м/с}^2$ ,  $1.2 \text{ м/с}^2$ .

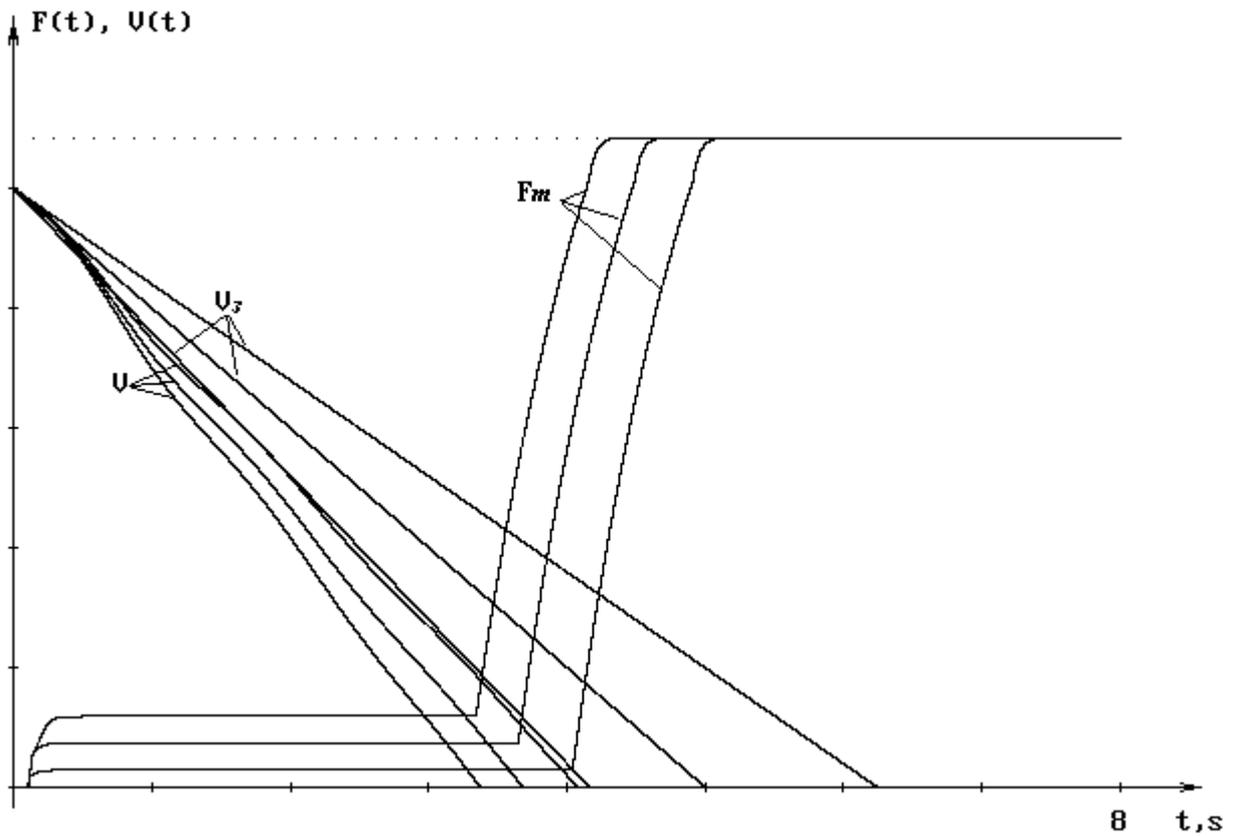


Рисунок 3.18 - Временные диаграммы компьютерного моделирования предохранительного торможения системой АРПТ с клапанным приводом тормоза в режиме подъема груза и заданных замедлениях:  $0.8 \text{ м/с}^2$ ,  $1.0 \text{ м/с}^2$ ,  $1.2 \text{ м/с}^2$ .

Анализ временных диаграмм, моделирующих процессы предохранительного торможения в режимах подъема и спуска груза, показал вполне удовлетворительную идентичность их с временными диаграммами осциллографирования реальных процессов предохранительного торможения в режимах подъема и спуска груза при промышленных испытаниях системы АРПТ с клапанным приводом на наклонной одноконцевой и многоканатной уравновешенной подъемных установках. Эти диаграммы представлены в разделе 5 на рис. 5.3 и 5.4. Сравнительный анализ основных временных параметров модели (амплитуды, частоты, коэффициенты затухания колебаний, установившиеся значения усилий) с аналогичными параметрами, полученными при осциллографировании предохранительного торможения ШПУ, показал хорошую сходимость результатов, при которой ошибка составляла не более 18%. Таким образом, на основе данной модели можно исследовать и другие динамические режимы предохранительного торможения [134].

### 3.5. Выводы

1. Метод компьютерного моделирования на основе математических описаний отдельных устройств дает возможность исследовать динамику процессов, происходящих в системах шахтной подъемной установки, ее упругой части (канатах), а также в системе управления предохранительным торможением.

2. Математические модели, которые описываются дифференциальными уравнениями высокого порядка могут с высокой степенью точности аппроксимированы функциями второго порядка. При этом обеспечивается достаточная точность математического описания динамических процессов в системе и возможность решения практических задач определения рациональных динамических параметров с применением промышленных корректирующих устройств.

3. Компьютерным моделированием с учетом параметров упругой части ШПУ на основной частоте (амплитуда, частота, фаза, коэффициент затухания колебаний), а также путем экспериментальных и теоретических исследований установлено, что формирование сложного управляющего воздействия на тормозную систему с одновременным ограничением замедления и рывка уменьшает амплитуды низкочастотных колебаний, *не менее чем на 20 дБ*.

4. В результате экспериментальных и теоретических исследований разработана обобщенная математическая и цифровая модели системы автоматически регулируемого предохранительного торможения ШПУ. Сравнительный анализ моделирования с осциллограммами натуральных испытаний предохранительного торможения ШПУ показал хорошую сходимость результатов, при которой ошибка составляла не более 18%.

5. Математические описания, реализованные в цифровых моделях и компьютерных программах, могут в дальнейшем использоваться для создания программного обеспечения микроконтроллерных систем АРПТ подъемных установок.

## 4. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКИ РЕГУЛИРУЕМОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

### 4.1. Исследования и совершенствование системы АРПТ с электроклапанным исполнительным механизмом одностороннего действия

Системы предохранительного торможения шахтных подъемных установок [8] должны обеспечивать одинаковый режим торможения при подъеме и спуске груза, что в ряде случаев не позволяет выполнить все требования Правил безопасности и ограничивает повышение производительности подъемных установок. Для снятия этих ограничений предложено автоматизировать этот процесс с помощью систем автоматически регулируемого предохранительного торможения (АРПТ). Один из опытных образцов, разработанных институтами “Автоматуглерудпром” НПО Красный металлист и НИПКТИУглегормаш ПО Донецкгормаш проходил испытания на наклонном подъеме шахты “Бутовка-Донецкая” ПО Донецкуголь [44], [84]. По их результатам система АРПТ признана успешно прошедшей промышленные испытания и рекомендована к серийному производству для подъемных установок данного класса.

Система АРПТ предназначена для управления действующими приводами пружинно-пневматического тормозного устройства, а также для управления многоступенчатым дисковым гидравлическим тормозом подъемных установок.

Функциональная схема системы АРПТ представлена на рис. 4.1.

Барaban 1 шахтной подъемной машины (ШПМ) имеет тормоз 2 с пружинами 3. Растормаживание ШПМ производится подачей рабочего тела (сжатого воздуха) в цилиндр 4 тормозного привода. В нормальном режиме электромагнит 6 клапана предохранительного торможения (КПТ) включен и клапан 5 установлен в положение, указанное в нижнем квадрате: цилиндр 4 соединен с магистралью, ведущей к регулятору давления (РД).

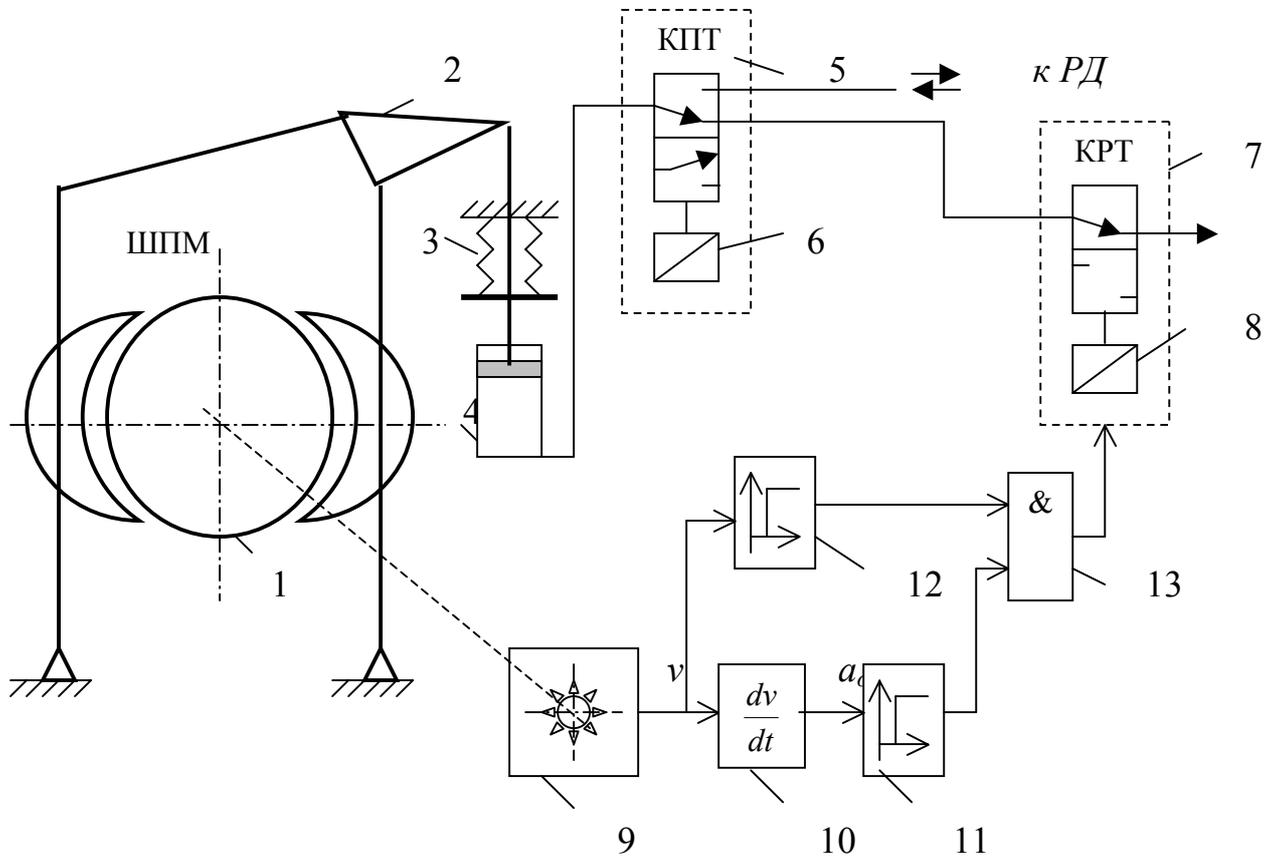


Рисунок 4.1 - Функциональная схема опытного образца системы АРПТ:

1 – барабан ШПМ; 2 – тормоз; 3 – пружинный блок тормоза;

4 – рабочий цилиндр тормозного привода; 5, 6 – электромагнит и клапан предохранительного торможения (КПТ); 7, 8 – электромагнит и клапан регулирования торможения (КРТ); 9 – импульсный датчик; 10 – датчик замедления; 11 – компаратор  $a_d > a_s$ ; 12 – компаратор,  $v_d > v_{мин}$ ; 13 – логический элемент “И”

Машинист управляет регулятором давления рукояткой с пульта и регулирует величину тормозного усилия.

При предохранительном торможении электромагнит 6 отключается цепью защиты подъемной установки, и клапан 5 устанавливается в положение, указанное верхним квадратом. Рабочее тело из цилиндра 4 поступает к клапану 7 регулирования торможения (КРТ). Электромагнит 8 в момент предохранительного торможения отключается, и клапан 7 устанавливается в положение, указанное верхним квадратом. Рабочее тело из цилиндра 4 выходит в атмосферу. При наличии тормозного усилия, создаваемого тормозом 2, происходит замедление барабана, скорость подъемной машины снижается. Действительная скорость подъемной машины измеряется импульсным датчиком 9, связанным с барабаном подъемной машины.

Сигнал скорости поступает на цифровой датчик замедления 10, выполняющий функцию дифференцирования скорости. С его выхода сформированный сигнал замедления  $a_d$  поступает на вход блока сравнения 11 и сравнивается с заданным замедлением  $a_z$ . При замедлении  $a_d > a_z$  с выхода блока сравнения на вход логического элемента “И” 13 поступает сигнал управления электромагнитным клапаном на его включение и тем самым остановку роста тормозного усилия. При этом блоком сравнения 12 также контролируется действительная скорость подъемной машины  $v_d$  и сравнивается с минимальной  $v_{мин}$ . При скорости  $v_d > v_{мин}$  сигнал с выхода блока сравнения поступает на вход логического элемента “И” 13, на другой вход которого поступает сигнал с блока 11. В результате наличия сигналов на выходах блоков 11 и 12 выходной сигнал с блока 13 включает электромагнит 8. КРТ переключится в положение, показанное нижним квадратом. Выпуск воздуха из цилиндра 4 прекращается и установится постоянное тормозное усилие, при котором скорость подъемной машины будет снижаться с замедлением, определяемым приложенным в этот момент тормозным усилием и величиной статической нагрузки. При достижении скоростью значения  $v_d = v_{мин}$  исчезает сигнал с выхода блока 12 и электромагнит 8 отключается. Клапан переключается на выпуск рабочего тела из цилиндра 4 и при полном выходе его

из цилиндра устанавливается полное тормозное усилие и подъемная машина стопорится.

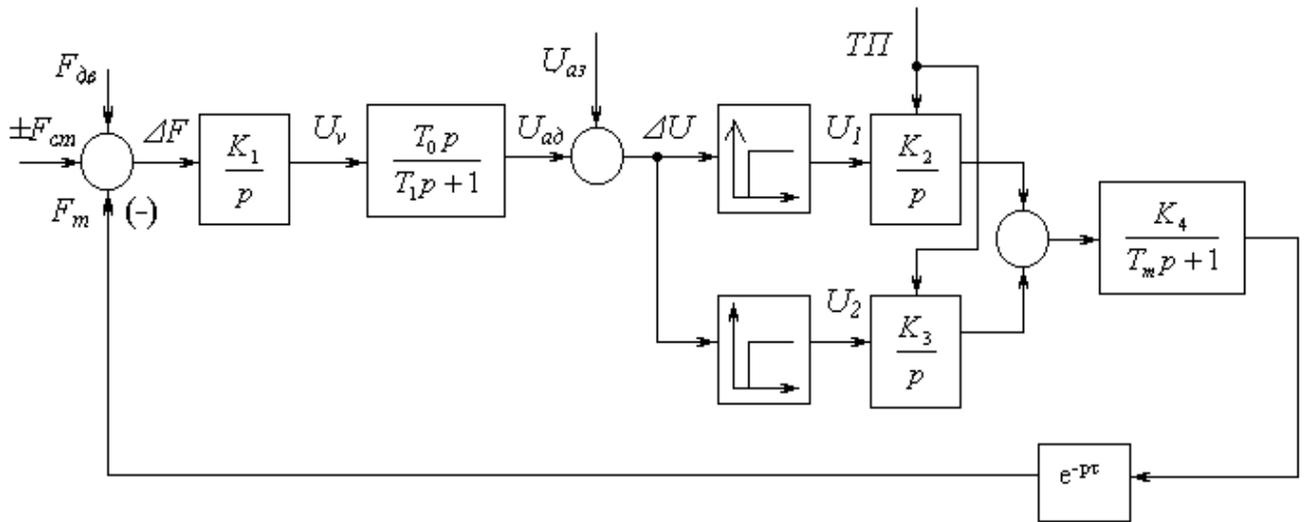
Если в процессе торможения при включенном электромагните 8, по каким-либо причинам, замедление  $a_d$  уменьшается и становится меньше заданного, то сигнал на выходе блока 13 исчезает и начинается дополнительный вход рабочего тела из цилиндра и процесс регулирования (увеличения) тормозного усилия продолжится до достижения условия  $a_d > a_z$ , при котором сигналом с блока 13 клапан закрывается.

Таким образом, описанная система АРПТ одностороннего действия. В соответствии с ПБ она может работать только на увеличение тормозного усилия, пока темп снижения скорости не будет соответствовать заданному замедлению. При анализе работы таких систем подъемная установка рассматривалась как одномассовая система, и предполагалось, что замедление в ней изменяется монотонно. Однако, проведенные во время промышленных испытаний исследования показали, что на ШПУ оказывает большое влияние упругая часть и, следовательно, подъемная установка должна рассматриваться как многомассовая система, в которой при определенных условиях возникают динамические явления, оказывающие влияние на процесс регулирования замедления.

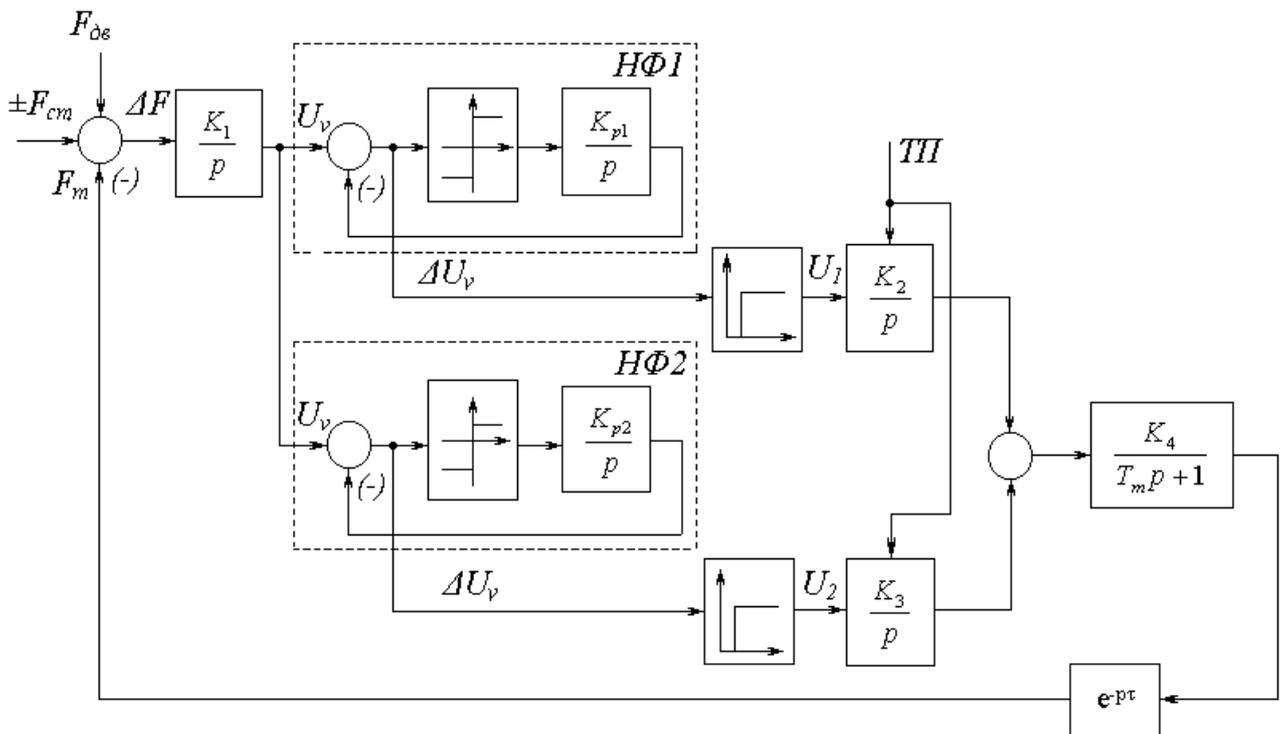
Система АРПТ состоит из тормозной панели и системы управления. Тормозная панель для пружинно-пневматического тормозного устройства состоит из регулятора давления, работающего от рукоятки машиниста в рабочем режиме, трех электромагнитных клапанов, управляемых системой АРПТ в режиме предохранительного торможения и электромагнитных клапанов, переключающих тормозную панель из рабочего в аварийный режим торможения. Первый электромагнитный клапан предназначен для сокращения времени холостого хода механического тормоза и работает в течение определенного заданного времени в момент срабатывания цепи защиты подъемной установки, а два других названных выше КРТ предназначены для регулирования расхода рабочего тела в тормозных цилиндрах и, следовательно, скорости нарастания тормозного усилия. Для этого клапаны имеют задросселированные выходные отверстия и работают только в

режиме выпуска рабочего тела из тормозных цилиндров. При выключении клапана тормозное усилие растет, при включении – рост его останавливается. То есть тормозное усилие в процессе регулирования можно только увеличивать, а уменьшить его нельзя. Назначение системы АРПТ – обеспечение постоянства замедления во всех режима работы – при подъеме и спуске груза с точностью  $\pm 20\%$ . Выбор исполнительного механизма клапанного типа продиктован повышенными требованиями Правил безопасности аварийного торможения.

Структурная схема системы АРПТ приведена на рис. 4.2,а. Схема состоит из интегрирующего звена, моделирующего подъемную машину с коэффициентом  $K_1$  и учитывающего приведенные к оси барабана моменты инерции всех вращающихся частей подъемной установки. Для простоты, схема не учитывает влияние отдельных характеристик подъемной установки, в частности упругой части, естественные нелинейности, имеющиеся в тормозном устройстве: зону нечувствительности (холостой ход), гистерезис характеристики тормоза и др. Соответственно, не отражена на схеме работа первого клапана, “форсирующего” время холостого хода. Сигнал скорости движения подъемной машины  $U_v$  снимается с датчика скорости, фрикционно связанного с тормозным полем барабана подъемной установки. Этот сигнал преобразуется дифференцирующим звеном в сигнал  $U_{ad} = \frac{dU_{vd}}{dt}$ , сравнивается с заданным замедлением  $U_{az}$ . Сигнал рассогласования  $\Delta U$  управляет регулятором, который выключает или включает электромагнитные клапаны и тем самым регулирует увеличение тормозного усилия  $F_m$ . Регулятор в схеме представлен нелинейными звеньями – компараторами, каждый из которых настраивается на определенный порог замедления, а его выходы подключены к входам интеграторов, являющихся моделями исполнительных механизмов – электромагнитных клапанов. Коэффициенты интеграторов  $K_2$  и  $K_3$  пропорциональны площадям соответствующих дроссельных отверстий электромагнитных клапанов. Подключенное к выходам интеграторов через сумматор апериодическое звено с постоянной времени  $T_m$  моделирует инерционность механического тормоза.



а)



б)

Рисунок 4.2 - Структурные схемы системы АРПТ:

а – исходная; б – с применением нелинейных фильтров

В процессе испытаний данной системы был выявлен ряд недостатков, ограничивающих технические характеристики системы. В частности, найдены резервы повышения точности регулирования замедления.

Осциллограммы предохранительного торможения опытного образца системы АРПТ, снятые на одноконцевой наклонной установке грузового подъема шахты "Бутовка-Донецкая" ПО Донецкуголь, приведены в разделе 5 на рис. 5.4. Анализ показал, что при определенных условиях, в системе возникают перерегулирования тормозного усилия и соответственно замедления. Этот недостаток системы проявляется в режиме спуска груза. При этом решающее значение имеют два фактора: высокочастотные и низкочастотные помехи.

Высокочастотные помехи, возникают в механических узлах подъемной установки вследствие возникающих вибраций, при контакте тормозных колодок с барабаном, соударений шестерен в редукторе и других факторов. Наличие в измерительной системе дифференцирующего устройства, имеющего большой коэффициент усиления на высоких частотах способствует этому, ухудшает помехоустойчивость и точность системы.

Низкочастотные помехи представляют собой амплитуды колебаний усилий упругой части подъемной установки, которые воздействуют на процесс одностороннего увеличения тормозного усилия, также приводящему к ухудшению точности системы.

Для улучшения системы необходимо минимизировать влияние указанных помех. Анализ осциллографирования показал, что наибольшее влияние оказывают высокочастотные помехи. Низкочастотные помехи на одноконцевом подъеме проявляются в условиях больших глубин подъема. При этом в системах одностороннего регулирования учитывать и подавлять их достаточно сложно. Для вертикальных уравновешенных подъемных установок с односторонней системой регулирования такое подавление возможно, учитывая частотные свойства упругой части. В частности, применение низкочастотного нелинейного фильтра второго порядка позволяет подавлять высокочастотные помехи, учитывать холостой ход тормозного устройства и "отслеживать" колебания амплитуд

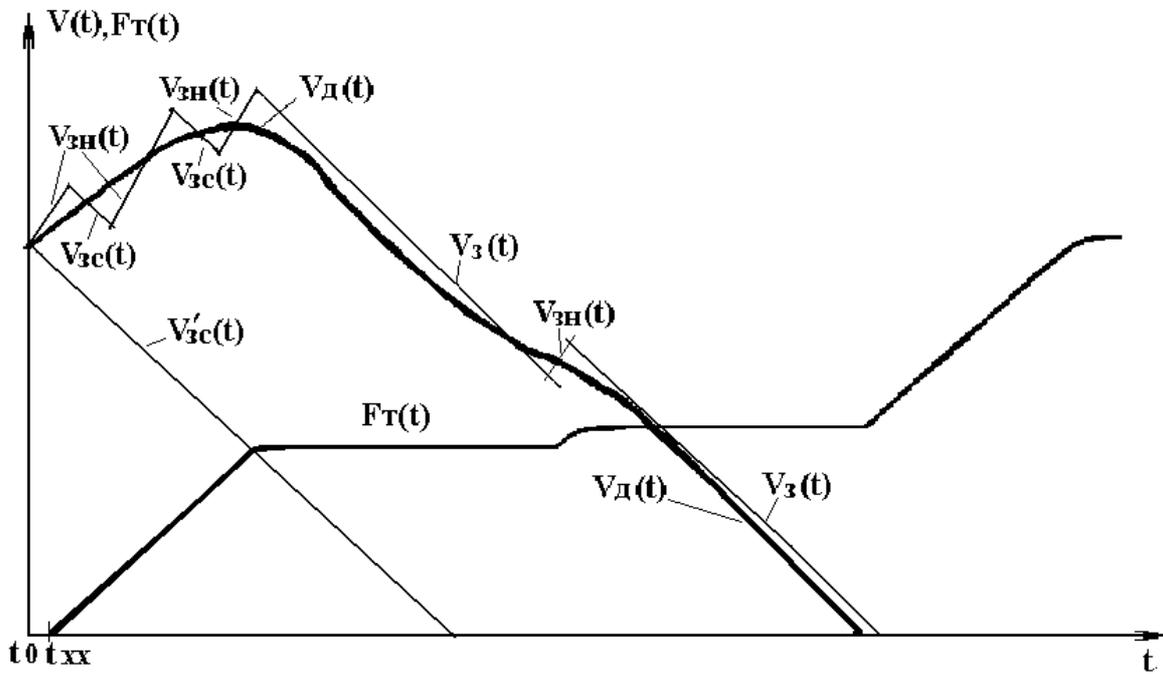
низкочастотной составляющей сигнала замедления выше заданного уровня и формировать увеличение тормозного усилия. Однако, как правило, изменения тормозного усилия провоцируют новые колебания упругой части системы. Потому, при доработке системы был избран метод снижения влияния низкочастотных помех, при котором в закон регулятора был включена нелинейность типа "гистерезис". При этом отключения и включения клапанов осуществляются на разных уровнях замедления. Этот сравнительно не сложный метод, показал вполне удовлетворительные результаты на одноконцевых подъемах.

Минимизация высокочастотных помех с помощью их фильтрации привела бы к снижению быстродействия и других характеристик системы. Более эффективно исключение из законов управления функций дифференцирования, и путем снижения порядка производной и перейти на регулирование скорости по заданному замедлению. В этом случае системе необходимо в момент выключения двигателя запоминать значение действительной скорости и от него по заданному замедлению вычислить заданный закон изменения скорости и сравнивать по нему действительную скорость. При этом элемент памяти усложнит систему регулирования, но главный недостаток такого способа заключается в том, что при спуске груза, в момент отключения двигателя и наличии холостого хода тормоза скорость подъемной установки под действием статической нагрузки может увеличиться и это может привести к большому перерегулированию тормозного усилия. Чтобы контролировать изменение скорости во время холостого хода тормоза необходимо учесть начальные условия: статическую нагрузку, направление движения (спуск, подъем груза), скорость, ускорение и т. п. Это также усложняет систему. Поэтому, с целью улучшения точности и надежности системы управления была разработана, исследована и смоделирована на АВМ система АРПТ с обратной связью по скорости [85], [86]. Структурная схема ее приведена на рис. 4.2,б. Особенностью данной системы является подача сигнала, пропорционального действительной скорости, на тормозное устройство через нелинейные фильтры первого порядка. Коэффициенты  $K_{p1}$  и  $K_{p2}$  интеграторов

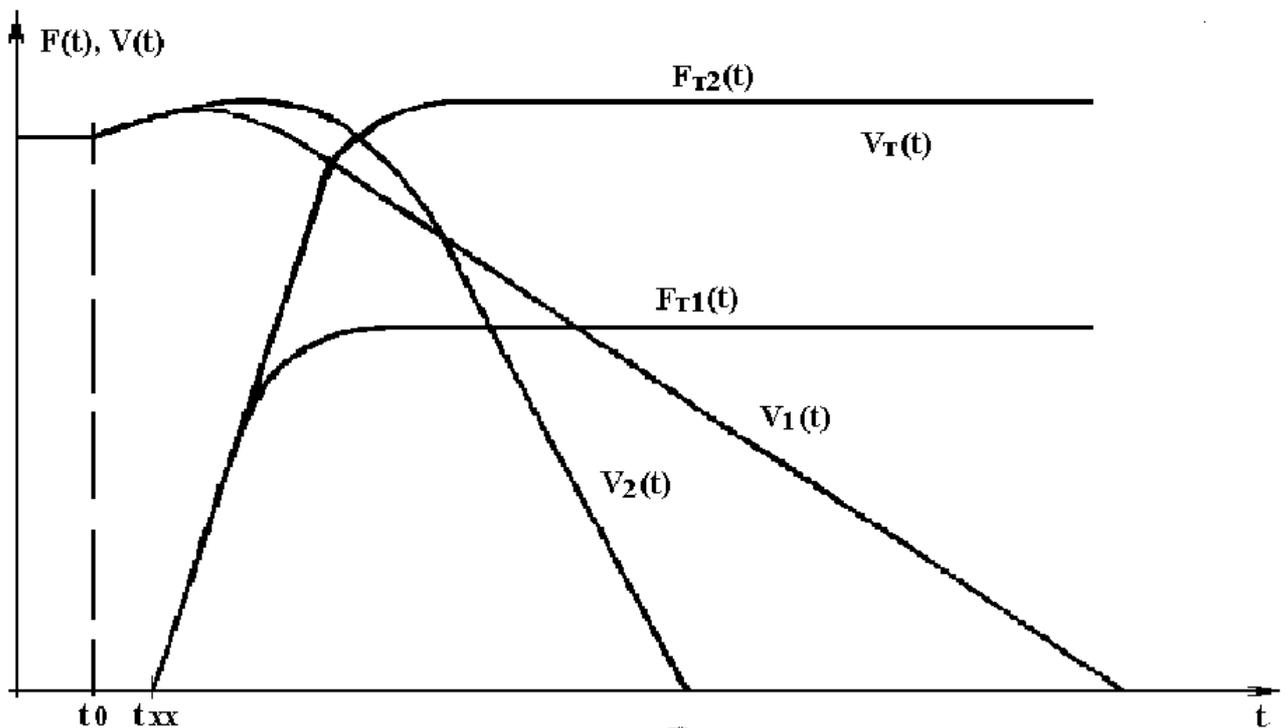
определяют заданные значения замедления соответственно первой и второй ступеней торможения. На выходах интеграторов формируются сигналы заданной скорости при замедлении и ускорении. Эти сигналы сравниваются с сигналом действительной скорости. Темп нарастания тормозного усилия снижается, когда действительная скорость становится меньше заданной на соответствующей ступени торможения и становится равным нулю, когда действительная скорость достигает заданного замедления. Звено запаздывания моделирует задержку работы тормоза в начальный момент торможения, обусловленное наличием в нем холостого хода.

Принцип формирования заданной скорости путем переключения законов нарастания и снижения с помощью нелинейного фильтра и осциллограммы модели такой системы АРПТ на АВМ, соответствующие предохранительному торможению при спуске груза, приведены на рис. 4.3,а. Как видно из характеристик устройство следит за изменениями скорости во время холостого хода и изменений скорости от влияния упругих сил в канатах. При выходе на режим заданного замедления, когда действительная скорость чуть меньше заданной по замедлению, происходит остановка роста тормозного усилия. Очередное включение предохранительного тормоза происходит при уменьшении замедления, когда  $V_d(t) > V_z(t)$  или достижения минимальной скорости стопорения  $V_d(t) < V_{\min}(t)$ . Такой принцип АРПТ с учетом влияния упругой части моделировался на АВМ, при этом были показаны удовлетворительные результаты. Поэтому приведенный принцип был положен в основу при разработке документации установочной серии аппаратуры АРПТ. Аппаратура была изготовлена, налажена и испытана на шахте “Северопесчанская” Богословского р/у ПО Уралруда (Россия). При этом были показаны результаты, соответствующие заданным техническим характеристикам.

Осциллограммы предохранительного торможения промышленного образца системы АРПТ, усовершенствованной по принципу, описанному в данном разделе, снятые на шахте "Северопесчанская", приведены в разделе 5 на рис. 5.5.



а)



б)

Рисунок 4.3 - Принцип формирования заданной скорости замедления путем переключения законов нарастания-снижения (а) и результат моделирования на АВМ системы АРПТ, использующей данный принцип в режиме спуска груза (б).

Устройства для управления приводом шахтной подъемной машины, по описанному принципу защищены авторскими свидетельствами [86] и [59]. Первое защищает описанный выше принцип работы по формированию заданной скорости, а второе расширяет его функциональные возможности, улучшает надежность и безопасность эксплуатации подъемной установки путем формирования диаграмм заданной скорости, близкой к естественной диаграмме, учитывающей свойства упругой части. Для этого, устройство снабжено нелинейными фильтрами второго порядка, настроенными на формирование диаграммы заданной скорости с естественными для инерционных объектов, параболическими сопряжениями линейных участков характеристик. Это позволяет снизить динамические перегрузки в процессе предохранительного торможения.

## 4.2. Совершенствование систем предохранительного торможения по критерию минимальных динамических нагрузок

### 4.2.1. Исследование системы АРПТ с электромеханическим регулятором давления на аналоговых электронных моделях

Точность систем АРПТ, принятых в нашей стране к серийному производству во многом определены принципом построения регулятора и, поскольку в качестве исполнительного привода используется клапанный вентиль, позволяющий регулировать тормозное усилие только в сторону увеличения, то область их применения ограничена. В процессе исследований обнаружили перерегулирования тормозного усилия связанные с низкой помехозащищенностью от высокочастотных помех механических вибраций и низкочастотных помех от амплитуд продольных колебаний упругой части ШПУ.

Улучшить качество работы системы уменьшением воздействия высокочастотных помех от вибраций, биений зубчатых соединений редукторов удалось улучшением частотных свойств измерительной системы снижением порядка дифференцирования сигнала и переходом на регулирование в функции скорости. Помехоустойчивость на низких частотах от влияния амплитуд упругой части подъемной установки в условиях системы АРПТ одностороннего действия можно несколько снизить путем введения зоны нечувствительности в регулятор. Однако, когда влияние упругих сил увеличивается, что характерно при работе в условиях больших глубин подъема, то системы АРПТ потребуют более эффективного компенсирования влияний упругой части на динамику процесса автоматически регулируемого предохранительного торможения. Наиболее эффективным способом является учет параметров упругой части и формирование сложного по форме и времени тормозного воздействия двухстороннего действия с ограничением максимального замедления и рывка.

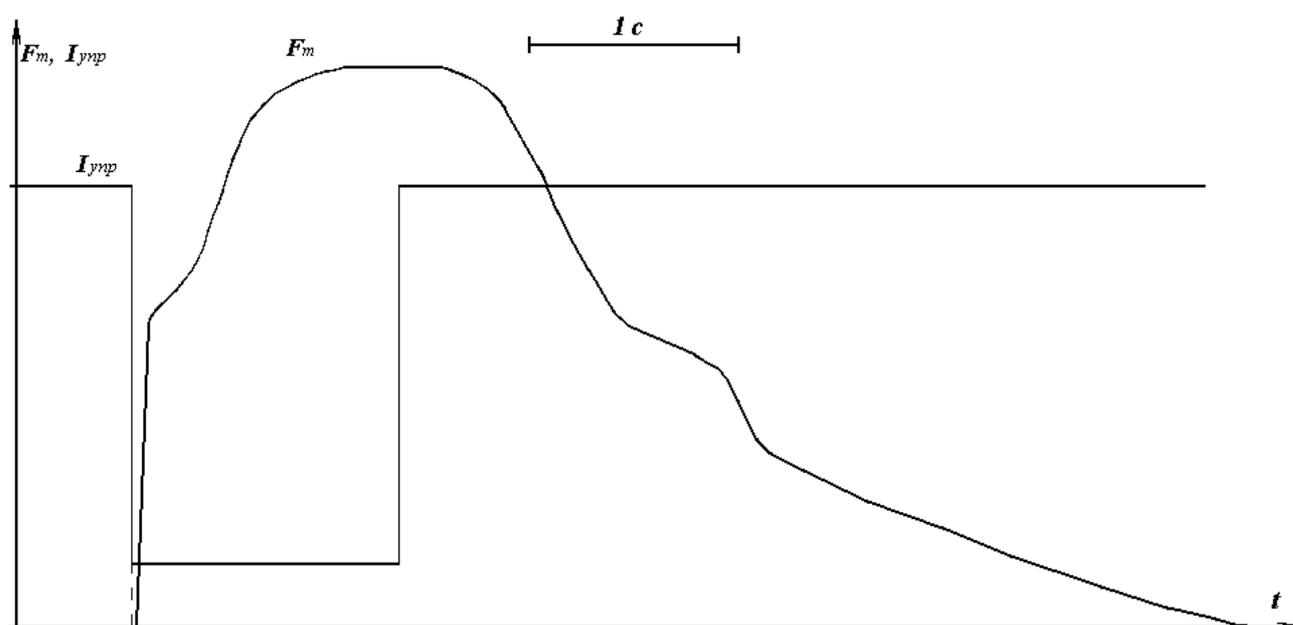


Рисунок 4.4 - Переходная характеристика тормоза с приводом от регулятора давления РДУЗ-3: 1 – ток управления,  $I_{упр}$ ; 2 – тормозное усилие,  $F_m = PS_o$ , где  $P$  – давление в тормозных цилиндрах;  $S_o$  – суммарная площадь поршней тормозных цилиндров

В процессе исследований по созданию систем АРПТ двухстороннего действия проводились работы с регуляторами высокого давления типа РДУЗ-3, предназначенными для работы с тормозом дискового типа [87], [88].

Были исследованы динамические характеристики тормозной системы на подъемной машине ЦШ4-4Д (шахта им. 9-й Пятилетки), приведенные на рис. 4.4.

На основании этих характеристик составлена математическая и синтезирована электронная модель тормоза. Для большей достоверности моделирования было выбрано математическое описание упругой системы подъема, проанализированы осциллограммы предохранительного торможения с использованием АРПТ, составлена упрощенная структурная схема упругой системы, параметры которой (основная частота собственных колебаний, амплитуда, затухание и т. п.) соответствовали параметрам реальной подъемной установки. По полученной структурной схеме была разработана электронная модель подъемной машины с упругой частью. На рис. 4.5 приведена структурная схема модели и системы регулирования, основанной на применении нелинейных фильтров в регуляторе. На ней для простоты подъемная машина ПМ представлена без упругой части системы “барабан – канаты – сосуды”, аппроксимированная передаточная функция которой, имеет вид:

$$W_y(p) = \frac{A_2 p^2 + A_1 p + A_0}{a_2 p^2 + a_1 p + a_0},$$

где  $p$  – оператор;  $A_i$  и  $a_i$  – коэффициенты, определяемые положением сосудов в стволе, а также массами и упругостями звеньев.

В процессе исследований проверялась работа системы регулирования, построенной по принципу пропорционального регулирования тормозного усилия в функции рассогласования скорости (П–регулятор), как наиболее простой в исполнении и настройке. Осциллограммы работы такого регулятора приведены на рис. 4.6.

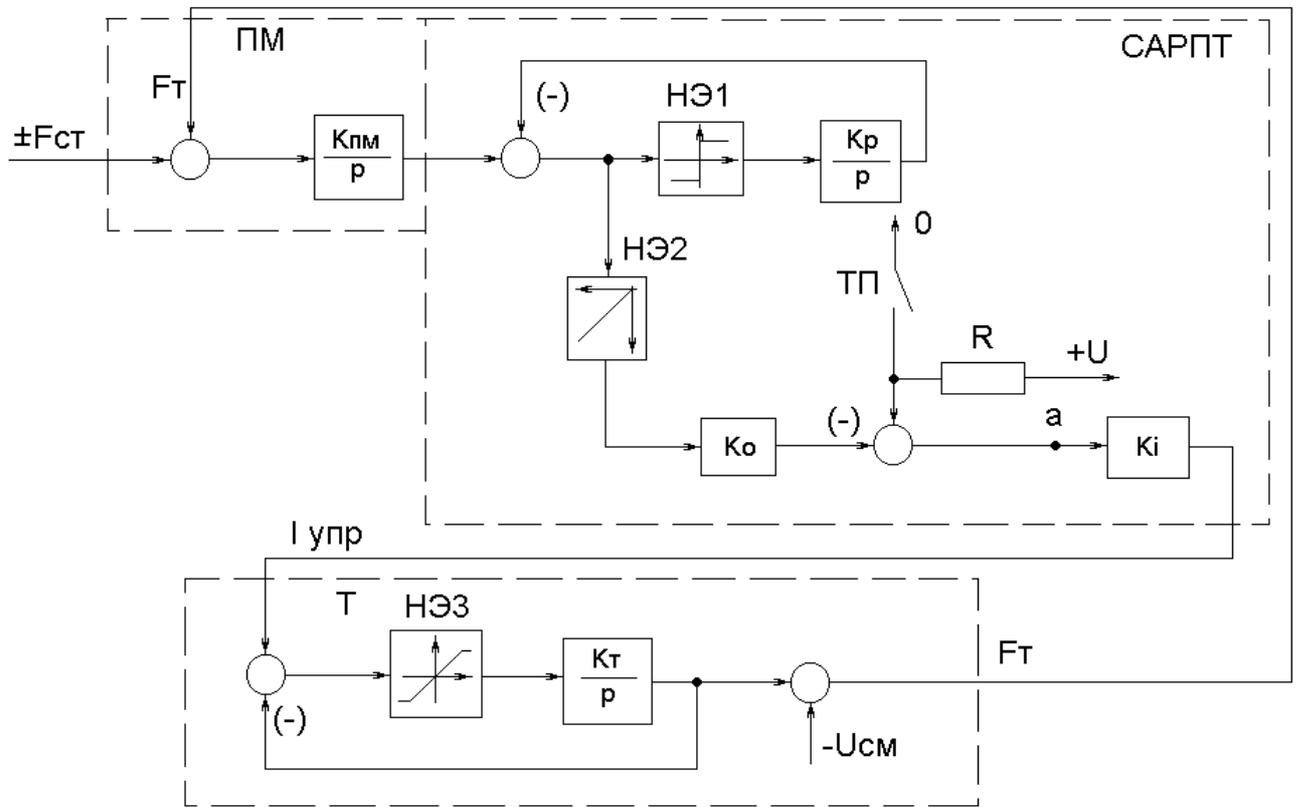


Рисунок 4.5 - Структурная схема аналоговой модели процесса предохранительного торможения подъемной машины (ПМ), тормоза (Т), системы регулирования (САРПТ):

$F_T$  и  $\pm F_{ст}$  – тормозное усилие и статическая нагрузка;  $K_{пм} = l/m$  – коэффициент, характеризующий приведенную к оси вращения барабана сумму всех масс движущихся частей подъемной машины;  $K_o$  – коэффициент усиления сигнала рассогласования; ТП – контакт предохранительного торможения;  $K_i$  – усилитель тока;  $K_T$  – коэффициент передачи интегратора моделирующего нарастание и снижение тормозного усилия;  $-U_{см}$  – смещение характеристики; НЭ – нелинейный элемент

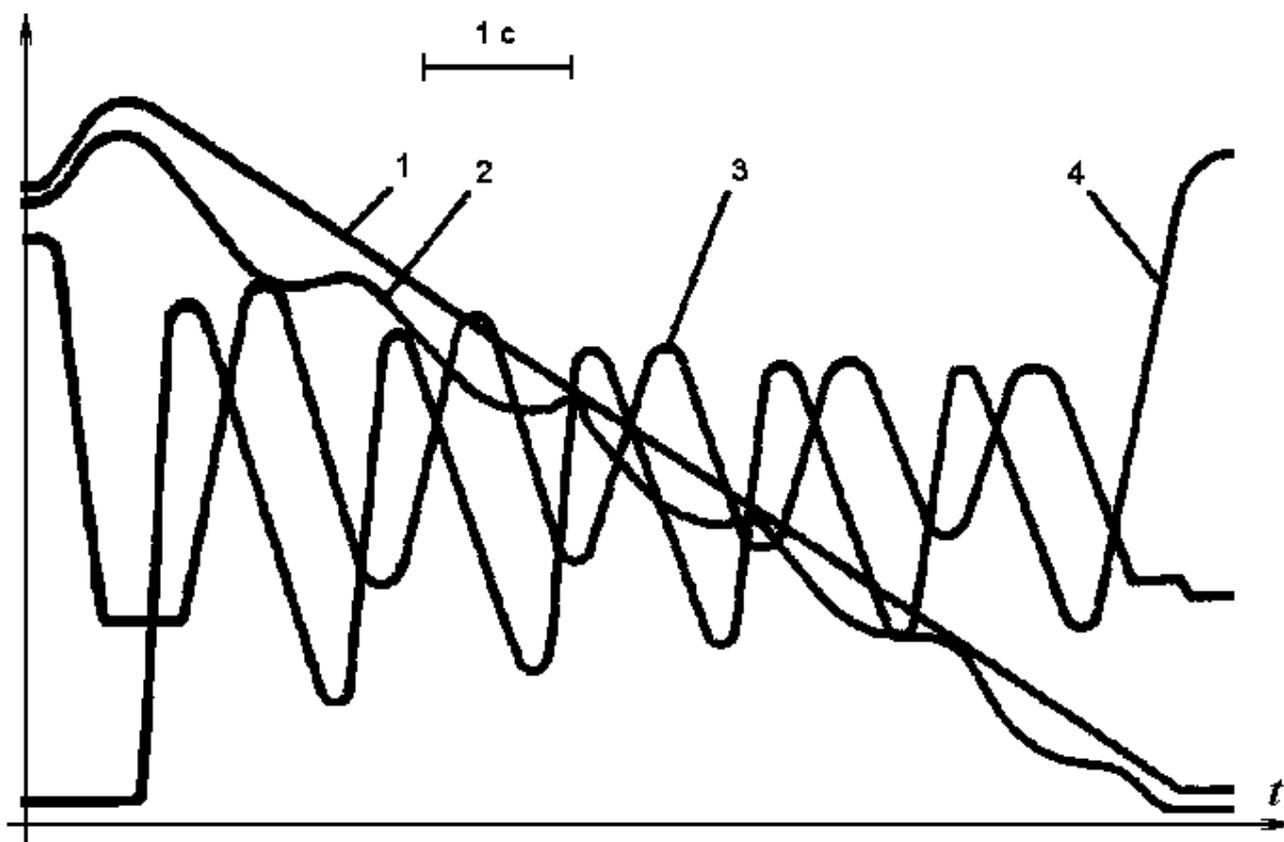


Рисунок 4.6 - Осциллограммы предохранительного торможения, полученные на модели с П – регулятором в режиме спуска груза:

1 – заданная скорость,  $v_z$ ; 2 – действительная скорость,  $v_d$ ; 3 – ток управления приводом тормоза,  $I_y$ ; 4 – тормозное усилие,  $F_m$

Анализ проведенных исследований показал, что система регулирования, построенная на базе П-регулятора обладает склонностью к неустойчивой работе, даже при существенном снижении коэффициента усиления сигнала рассогласования  $K_o$ , что связано со значительной инерционностью тормозной системы.

Поэтому регулятор был доработан и построен по принципу пропорционально-дифференциального регулятора (ПД-регулятор). Такое устройство, при правильной настройке, имеет хорошие демпфирующие свойства. В качестве его был применен нелинейный фильтр, аналогичный фильтру в канале контроля рассогласования по скорости, но используемый, как корректирующее устройство. Его схема приведена на рис. 4.7. Фильтр состоит из элемента сравнения, нелинейного элемента типа "ограничение", интегратора, усилителя  $K_m$  дифференцирующей составляющей сигнала рассогласования. Коэффициент передачи интегратора  $K_u = U_{ex}/R \cdot C$  выбирается как можно большим для того, чтобы фильтр работал как повторитель с незначительной задержкой. Тогда сигнал с выхода элемента "ограничение" будет усиливаться до необходимого уровня, и суммироваться с сигналом на выходе интегратора. Таким образом, выходной сигнал фильтра будет представлять собой сигнал, пропорциональный рассогласованию и производной от него, которая будет проявляться в переходных режимах работы объекта регулирования. Выбор коэффициента передачи масштабирующего усилителя определяется постоянной времени объекта регулирования, в основном его механической части. Его величина соответствует:

$$K_m = T_o K_u ,$$

где  $T_o$  – постоянная времени объекта регулирования (привода тормоза), с;

$K_u$  – коэффициент передачи интегратора, 1/с.

Таким образом, правильно настроенный нелинейный фильтр ограничивает первую производную выходного сигнала управляемой переменной объекта регулирования, оптимизируя динамику процесса. Применение корректирующего устройства такого типа, вместо классического ПИД-регулятора дает в данном

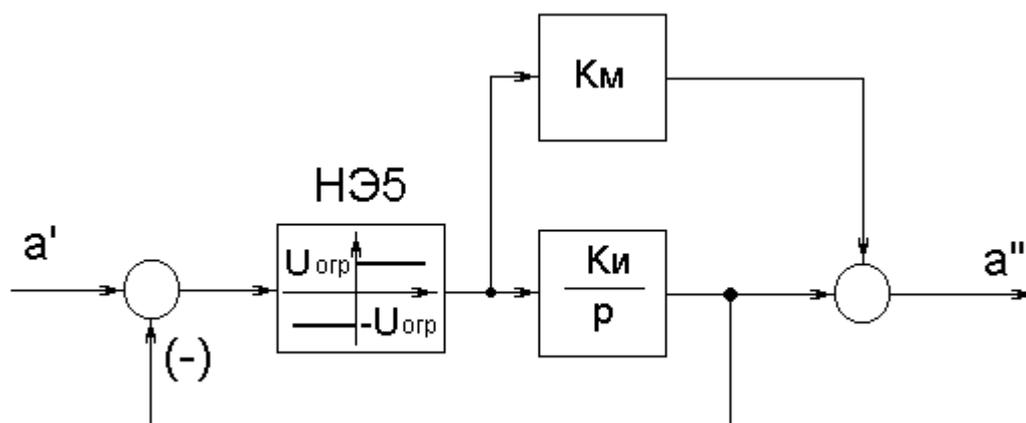


Рисунок 4.7 - Структурная схема ПД – регулятора на основе нелинейного фильтра

случае возможность настройки регулятора для объекта управления, имеющего несимметричную переходную характеристику, представленную на рис. 4.4.

Регулировкой величин выходных сигналов элемента "ограничение" ( $+U_{огр}$ ,  $-U_{огр}$ ) можно правильно настроить работу корректирующего устройства.

Осциллограммы предохранительного торможения, снятые на аналоговой модели приведены на рис. 4.8.

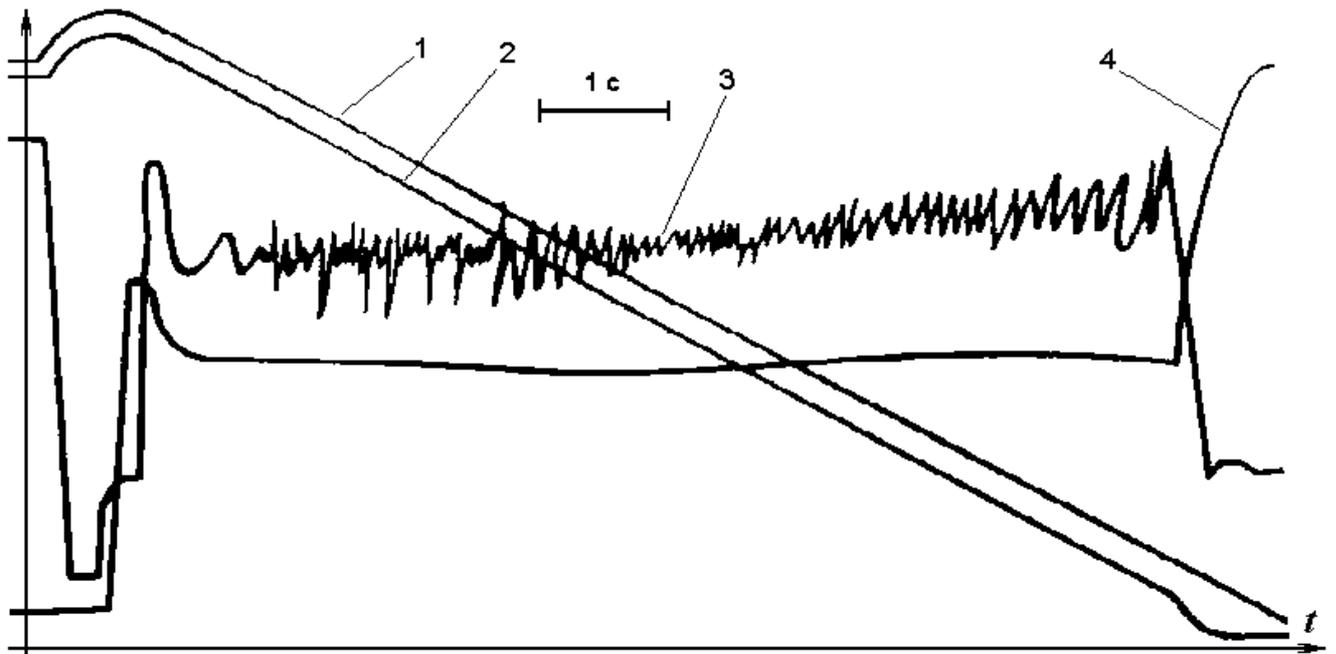
Проведенные исследования работы модели показали, что, при правильном выборе коэффициента  $K_m$  можно повысить общий коэффициент усиления сигнала рассогласования (без ухудшения устойчивости), быстродействие системы и, при необходимости, уменьшить статическую ошибку регулирования.

Исследования позволили сделать следующие выводы:

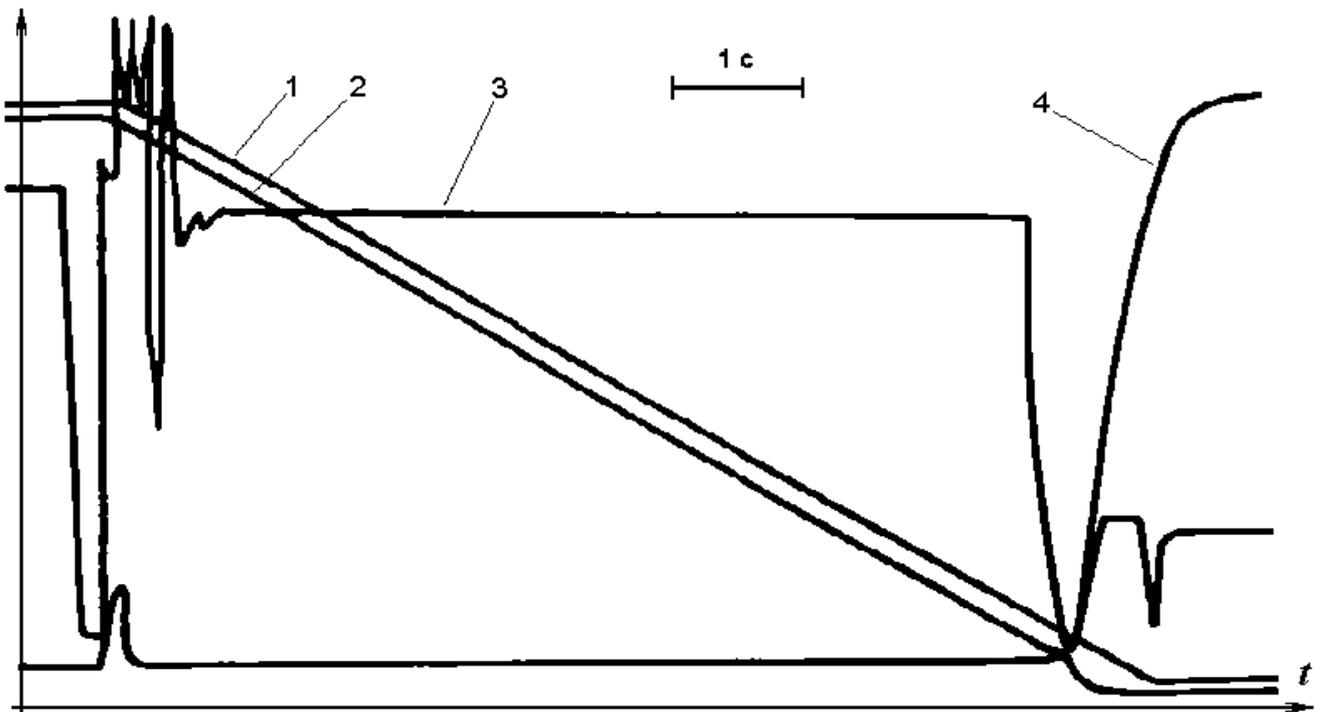
- применение регуляторов давления в САУ предохранительным торможением позволяет повысить качество таких систем при правильном выборе типа регулятора и его настройки;

- для компенсации влияния естественных нелинейностей, таких как "гистерезис", "люфт", "сухое трение" и др., которые могут вызывать автоколебания в системе регулирования, необходимо проведение дополнительных исследований для применения специальных методов их компенсации и выбора соответствующих корректирующих устройств.

Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины, выполненное по описанному принципу, защищено авторским свидетельством [88].



a)



б)

Рисунок 4.8. Осциллограммы предохранительного торможения, полученные на аналоговой модели: а) с ПД – регулятором в режиме спуска груза; б) с ПД – регулятором в режиме подъема груза. 1 – заданная скорость,  $v_3$ ; 2 – действительная скорость,  $v_0$ ; 3 – ток управления приводом тормоза,  $I_y$ ; 4 – тормозное усилие,  $F_m$

#### 4.2.2. Исследования естественных нелинейностей статических характеристик тормозной системы подъемной установки и их компенсация в системах АРПТ с электромеханическим регулятором давления

При разработке систем управления, большое значение имеет компенсация имеющейся у объекта управления инерционности и нелинейности. Для этого необходимо исследование динамических и статических характеристик объекта регулирования. Динамические характеристики тормозной системы, снятые экспериментальным путем, приведены на рис. 5.1, а их математическое описание разработано во второй главе. При использовании в качестве привода тормоза электромеханического регулятора, позволяющего создать САУ двухстороннего действия, важно компенсировать нелинейности, которые имеются как в статических характеристиках элементов и узлов электромеханического преобразователя, так и кинематических узлах тормозной системы.

Экспериментально снятые характеристики регулятора давления с уравновешенной заслонкой РДУЗ-3 приведены на рис. 5.1. Анализ их свидетельствует о наличии люфтов и трений в узлах механизмов. Это позволяет сделать вывод, что общая статическая характеристика тормоза будет иметь неоднозначную нелинейность типа “гистерезис”, что может снизить точность и качество процесса регулирования.

Для компенсации естественных нелинейностей и повышения качества системы регулирования в процессе исследований был разработан способ дискретного управления тормозом шахтной подъемной установки. Суть его заключается в применении широтно-импульсного управления инерционным объектом, которым является тормозная система. Для этого формируются импульсы постоянной частоты и амплитуды, но с регулируемой скважностью. Амплитуда импульсов соответствует максимальному тормозному усилию, а период по длительности в несколько раз меньше механической постоянной времени. На рис 4.9. для иллюстрации способа дискретного управления представлены фазовая траектория  $F_m(I_{ynp})$  и временная зависимость  $I_{ynp}(t)$

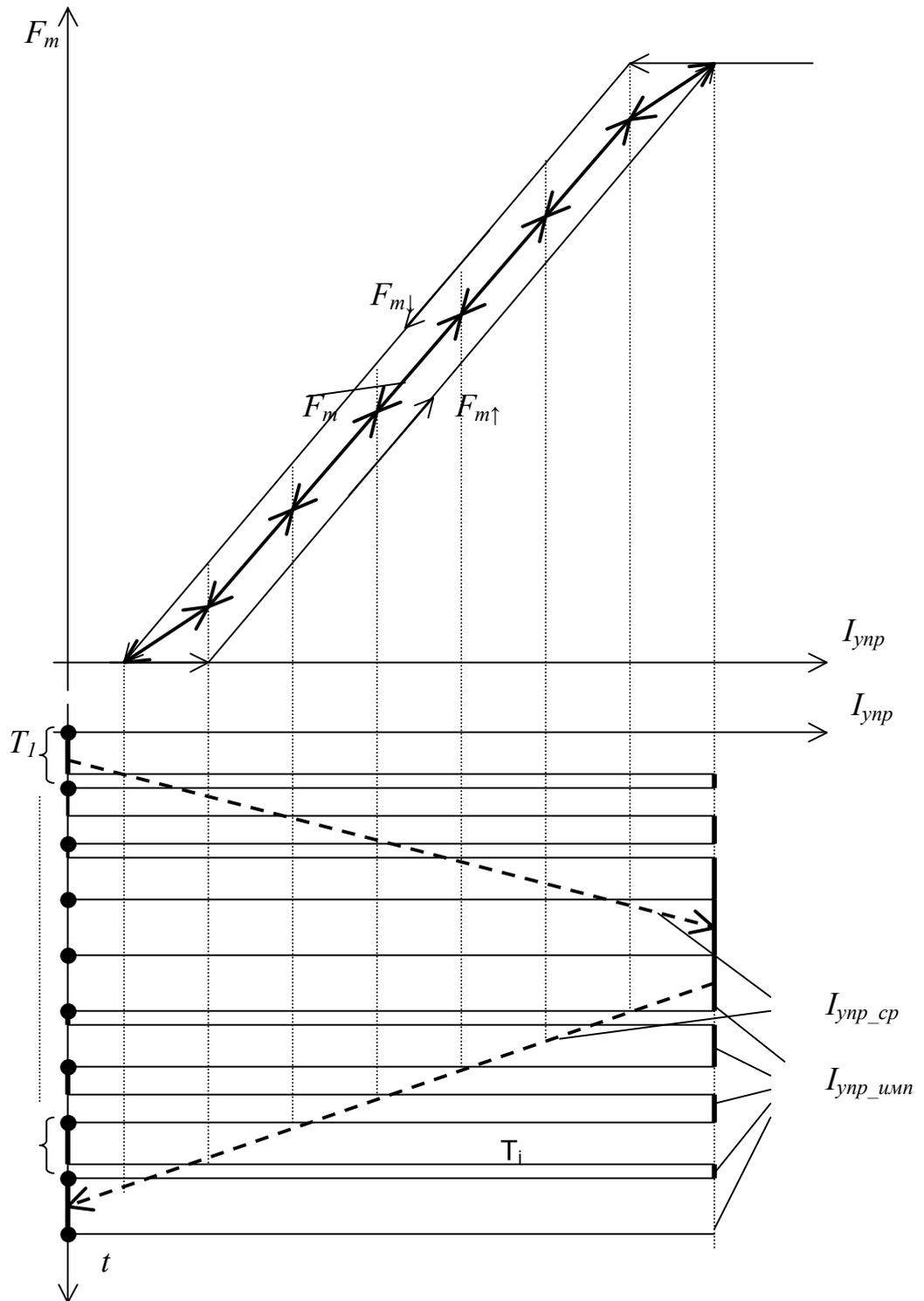


Рисунок 4.9 - Фазовая траектория  $F_m(I_{ynp})$  реального тормоза и соответствующая ей временная зависимость  $I_{ynp}(t)$ ,  $I_{ynp}$  – ток управления

На графиках приняты следующие обозначения:  $I_{упр\_имп}$  – импульсные значения тока управления;

$I_{упр\_cp}$  – средние значения тока управления;

$F_m$  – среднее значение тормозного усилия;

$F_{m\uparrow}$  - тормозное усилие при увеличении тока управления,  $\frac{dI_{упр}}{dt} > 0$ ;

$F_{m\downarrow}$  - тормозного усилия при уменьшении тока управления,  $\frac{dI_{упр}}{dt} < 0$

При правильно выбранном рациональном режиме подачи команд на привод, т. е. периоде следования импульсов тока управления, фазовая траектория тормоза совпадает со средним значением тормозного усилия  $F_m$ ; характеристика тормоза линеаризуется и становится однозначной. Это дает возможность использовать линейные регуляторы в системах рабочего и предохранительного торможения. Критерием выбора длительности периода следования команд является постоянная времени тормозной системы. Период следования команд должен быть в несколько раз, например, в пять раз, меньшим механической постоянной времени тормоза, Описанный способ и устройство дискретного управления тормозом шахтной подъемной установки защищены авторским свидетельством [63].

### 4.3. Современные тенденции развития систем управления электромеханическими приводами

Сложности в математическом описании подъемных установок, как объектов управления требуют применения более удобных технологий управления ими. Близость математических описаний электромеханических систем разной природы позволяет использовать ряд технологий, применяемых в частности, в автоматизированных электроприводах для управления гидро-, пневмоприводами. К таким технологиям можно отнести принципы многоканального управления [58], подчиненного регулирования [70], [71], применение нечеткой (фаззи) логики (fuzzy logic) при построении систем управления [89], а также применение встроенных в исполнительные механизмы систем управления. Примером может служить наметившаяся в последнее время тенденция разработки на базе систем векторного управления электроприводов с прямым цифровым управлением [90]. Отличительной особенностью этих решений является высокое быстродействие контуров тока, реализованных, как правило, на базе цифровых релейных регуляторов или регуляторов, работающих на принципах нечеткой логики. Системы прямого цифрового управления ориентированы в первую очередь на робототехнику, транспорт, перспективно их применение в системах управления подъемно-транспортных установок, кранов, лифтов.

Особое место в наметившихся тенденциях имеет использование оптимальных систем управления по различным критериям: динамичности, быстродействия, экономичности и др. [91], [92].

Усложнение структур управления приводами потребовало резкого увеличения производительности центрального процессора и перехода к специализированным процессорам с объектно-ориентированной системой команд, адаптированной к решению задач цифрового регулирования в реальном времени. Ряд фирм (Intel, Texas Instruments, Analog Devices и др.) выпустили на рынок новые микроконтроллеры для управления двигателями (из серии Motor Control) на базе процессоров для обработки сигналов DSP-микроконтроллеры.

Они не только обеспечивают требуемую производительность центрального процессора (более 20 млн. оп./сек.), но и содержат ряд встроенных периферийных устройств, предназначенных для оптимального сопряжения контроллера с инверторами и датчиками обратных связей. Среди встроенной периферии особое место занимают универсальные генераторы периодических сигналов, обеспечивающие самые современные алгоритмы управления инверторами, в частности, алгоритмы векторной широтно-импульсной модуляции.

Рост вычислительных возможностей встроенных систем управления приводами сопровождается расширением их функций. Кроме прямого цифрового управления силовым преобразователем реализуются дополнительные функции поддержки интерфейса с пользователем, а также управления технологическим процессом.

Перспективные системы управления электроприводами разрабатываются с ориентацией на комплексную автоматизацию технологических процессов и согласованную работу нескольких приводов в составе промышленной сети. Управление сетью берет на себя промконтроллер или управляющая ЭВМ. Наиболее перспективные типы интерфейсов: RS-485 и CAN. CAN-интерфейс постепенно становится стандартом для распределенных систем управления на электрическом транспорте, в автомобильной технике и робототехнике.

Стремление предельно удешевить привод привело к отказу от датчиков механических переменных и переходу к системам “бездатчикового” управления, где для оценки механических координат привода (положения, скорости, ускорения) используются специальные цифровые наблюдатели. Это возможно только при высокой производительности центрального процессора, когда система дифференциальных уравнений, описывающих поведение привода, может быть решена в реальном времени.

Основные затраты при разработке систем управления приводами приходятся не на создание аппаратной части контроллера, а на разработку алгоритмического и программного обеспечения. Поэтому роль специалистов в области теории

автоматизированного привода существенно возрастает. Особенно в той части, что касается правильного математического описания модели решаемой задачи.

Одним из перспективных направлений в области автоматизации технологических процессов является применение фаззи-управления (принцип “нечеткой логики” в управлении).

В работе [51] обосновывается использование фаззи-контроллеров в структуре системы управления подъемной установкой. Основная функция фаззи-контроллера – формирование рациональных коэффициентов передачи при изменении условий работы подъемной установки, и тем самым повышение точности и устойчивости работы системы управления. В работе отмечается, что фаззи-контроллеры применимы для приводов любого типа.

В последнее время много зарубежных научных исследований посвящено проблемам применения систем фаззи-управления в устройствах формирования рациональных управляющих воздействий на технологические объекты [93 - 95] и др.

Основное достоинство принципов фаззи-управления состоит в том, что его применение не требует знания точного математического описания динамики объекта управления. Это характерно и для сложных электромеханических систем, к которым относятся подъемные установки.

В системах управления предохранительным торможением фаззи-управление может также найти применение. В частности, для построения простых систем предохранительного торможения, где использование принципов нечеткой логики может дать эффект повышения надежности и улучшения динамики торможения путем формирования рациональных воздействий на тормоз. Поэтому перспективно применение этой технологии при модернизации аппаратуры СТП-1В, АИПТ. Для использования ее в аппаратуре АРПТ могут понадобиться дополнительные исследования.

#### 4.4. Выводы

1. Исследования системы АРПТ во время испытаний выявили недостатки отдельных принципов, первоначально положенных в основу ее построения. К ним относится одностороннее регулирование тормозного усилия, при котором:

- контроль замедления ШПУ, путем дифференцирования сигнала скорости делает систему не защищенной от высокочастотных помех механических вибраций и снижает ее точность и быстродействие;

- регулирование тормозного усилия только в сторону увеличения делает систему нелинейной и склонной к перерегулированию замедления из-за низкочастотных колебаний усилий в упругой части системы подъема.

2. Снижение динамических перегрузок от перерегулирования за счет повышения помехоустойчивости системы достигнуто путем перехода к регулированию тормозного усилия в функции контроля закона заданной скорости, который учитывает влияние холостого хода тормоза, амплитуд колебаний усилий в упругой части и формируется путем непрерывных переключений двух линейных законов: нарастания не ниже ускорения свободного выбега и снижения по заданному замедлению. При этом повышение точности составляет не менее 10%, а быстродействия – не менее 25%.

3. Введение гистерезиса в нелинейный регулятор, переход к принципу линейного регулирования тормозного усилия, учет линейным регулятором параметров упругой части подъема обеспечивает компенсацию инерционности упругой части и улучшает помехоустойчивость на низких частотах.

4. Линеаризация характеристики тормоза с естественной петлевой нелинейной инерционностью обеспечивается широтно-импульсным управлением, путем непрерывной подачи на тормоз дискретных воздействий с максимальной амплитудой и периодом, например, в 5 раз меньшим постоянной времени механического тормоза и продолжительностью действий внутри периода пропорциональной величине необходимого тормозного момента.

## 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

### 5.1. Лабораторные исследования

В процессе научно-исследовательских работ по совершенствованию электромеханических преобразователей, выполняющих функции регуляторов давления в тормозных цилиндрах ШПУ, были проведены исследования динамических (переходных) и статических характеристик регулятора РДУЗ-3. Исследования проводились в лаборатории на испытательном стенде, содержащем блок управления и макет тормозного цилиндра. В качестве динамических характеристик исследовались функции изменения во времени давления в рабочем цилиндре тормоза  $P_c$  и камере регулирования регулятора давления  $P_k$  при воздействии ступенчатого входного сигнала на растормаживание и затормаживание. Характеристики позволяют определить инерционность, вносимую регулятором давления в процессе работы. По виду и количественным показателям инерционности выбирается соответствующий тип регулятора для системы регулирования, позволяющий рационально воздействовать на тормозную систему и уменьшить величину динамических перегрузок в механических узлах. Для этого целесообразно представить аппроксимированную математическую модель переходной характеристики всей тормозной системы и на основании ее синтезировать корректирующее устройство регулятора системы управления. Динамические характеристики регулятора давления РДУЗ-3, снятые экспериментально на лабораторном стенде представлены на рис. 5.1.

Анализ представленных характеристик показывает, что они могут с достаточной точностью аппроксимированы характеристиками апериодических звеньев второго порядка с разными постоянными времени для растормаживания и затормаживания.

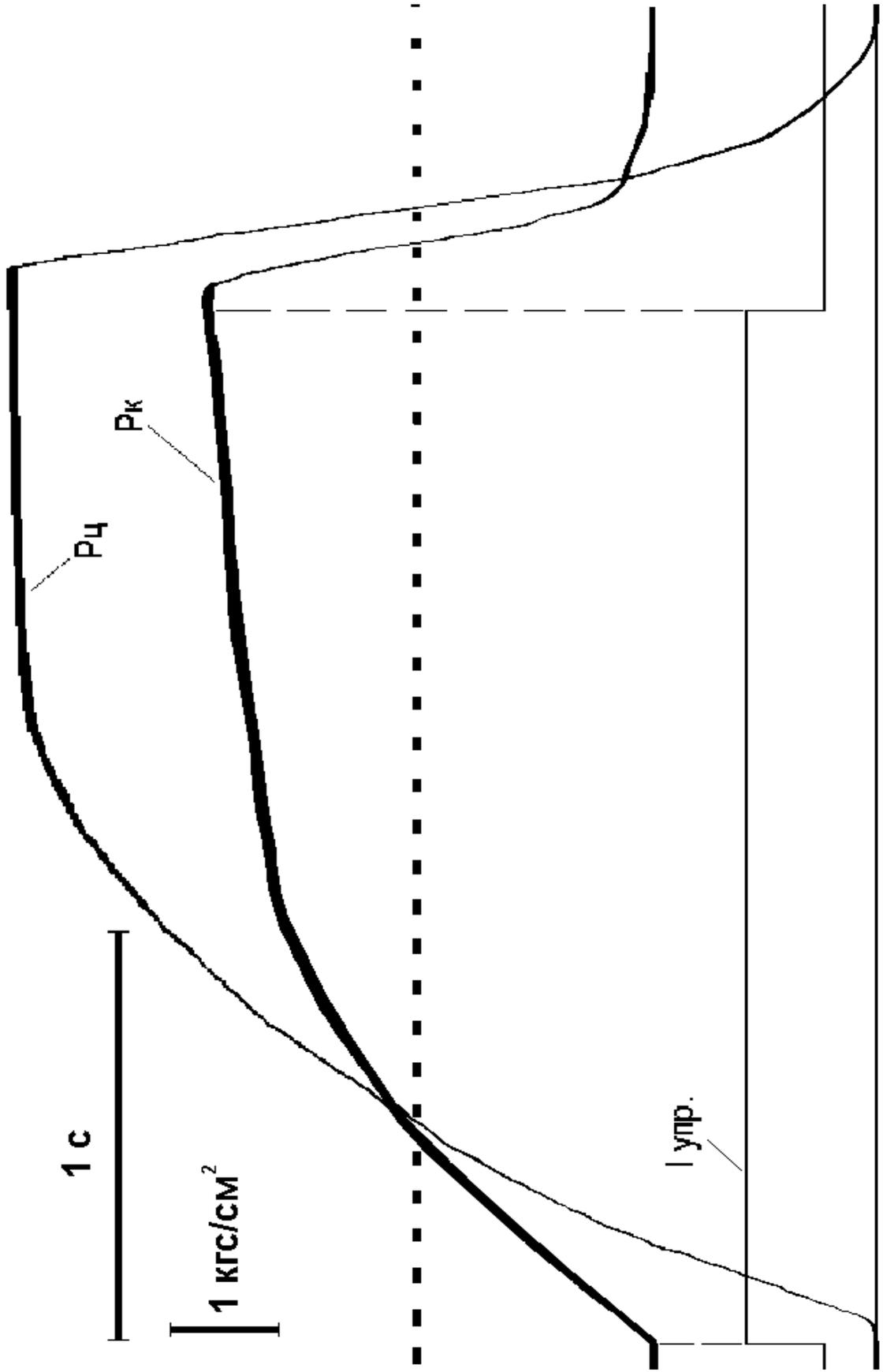


Рисунок 5.1 - Осциллограммы переходных характеристик регулятора давления РДУЗ-3

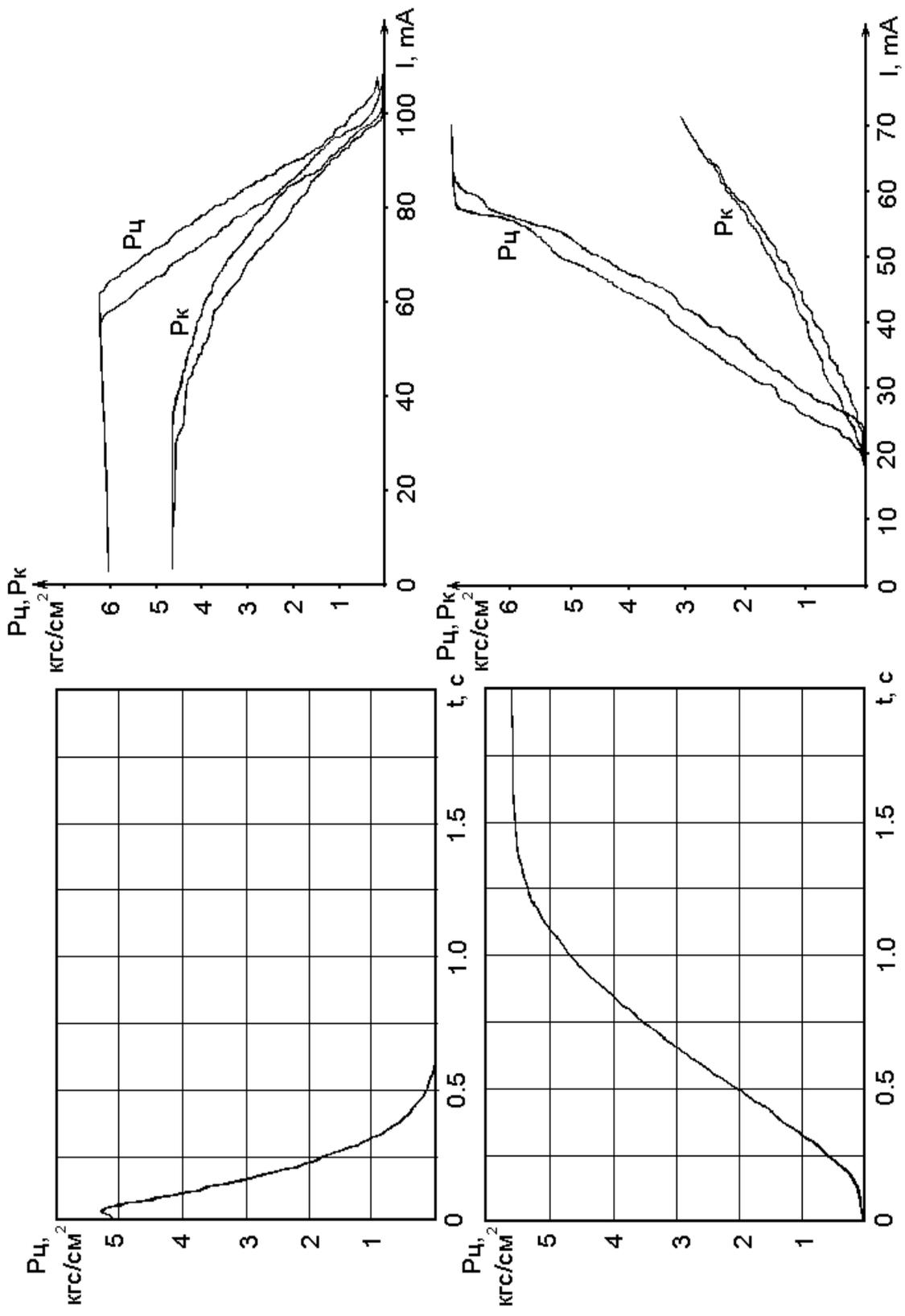
Такие динамические свойства РДУЗ-3 объясняются его конструктивными особенностями, заключающимися в том, что он представляет собой многокаскадный электромеханический преобразователь, состоящий из линейного электромагнита, пневмо-(гидро-) усилителя типа “сопло-заслонка”, мембранного усилителя и золотникового усилителя с обратной связью. Все эти элементы преобразователя в качестве уравнивающих сил используют упругую деформацию пружин с соответствующими коэффициентами жесткости.

Регуляторы давления РДУЗ разрабатывались в двух модификациях, для разных типов тормозных систем – с падающей и восходящей характеристикой. Динамические и статические характеристики обеих модификаций регулятора давления РДУЗ-3 представлены на рис. 5.2.

Статические характеристики представляют фазовые траектории зависимостей давлений в тормозном цилиндре  $P_{ц}$  и камере регулирования регулятора давления  $P_{к}$  при изменении тока управления в процессе растормаживания и затормаживания. Эти характеристики обладают неоднозначной нелинейностью (гистерезисом), что объясняется наличием сухого трения в механических узлах преобразователя, в частности, в золотниковом механизме.

Анализ статических характеристик показывает, что наличие в них гистерезиса может создавать условия возникновения автоколебаний в замкнутой системе автоматического регулирования. Это свойство также будет создавать определенные неудобства при ручном управлении рабочим тормозом.

Для предотвращения этого явления необходимо использовать специальные методы линеаризации, применяемые в системах автоматического регулирования, например такие, как, описанные в 2.5.5 и смоделированные в 3.6.



a)

б)

Рисунок 5.2 - Динамические и статические характеристики регулятора давления РДУЗ-3: а) осциллограммы переходных характеристик; б) статические, с падающей и восходящей характеристикой

## 5.2. Промышленные испытания

### 5.2.1. Исследования системы АРПТ в условиях промышленных испытаний подъемных установок с пружинно-пневматическим приводом тормоза

Испытания опытного образца системы АРПТ проводились на одноконцевой наклонной подъемной установке типа 1-3-2У на шахте “Бутовка-Донецкая” [44], [84], [133]. Подъемная установка оснащена механическим тормозом радиального типа с пневматическим приводом. Технические характеристики ее приведены в приложении А.

Осциллограммы переходных характеристик предохранительного тормоза  $F_m=f(t)$  подъемной установки представлены на рис. 5.3. При этом снимались режимы тормоза в различных сочетаниях работы электромагнитных клапанов. Расходные характеристики клапанов (коэффициенты), регулируются изменением сечения дроссельных отверстий.

Осциллограммы предохранительных торможений подъемной установки, оборудованной замкнутой системой АРПТ, в режиме спуска и подъема груза представлены на рис 5.4. При этом фиксировались следующие параметры: давление в тормозном цилиндре  $P_c$ , состояние электромагнитных клапанов (включено – отключено), действительная скорость движения барабана –  $V$ , замедление машины –  $a$ , усилие в горизонтальной тяге тормоза –  $F_m$ , создающее тормозной момент. В качестве сигнала скорости использовался сигнал с импульсного датчика скорости, дающего разрешение 2.5 мм или 400 импульсов на метр перемещения. Датчик посредством ролика, связанного фрикционной связью с тормозным полем барабана, линейное перемещение которого соответствует линейному перемещению груза (вагонеток). Характеры изменения сигналов дают представление о процессах, происходящих в процессе регулирования.

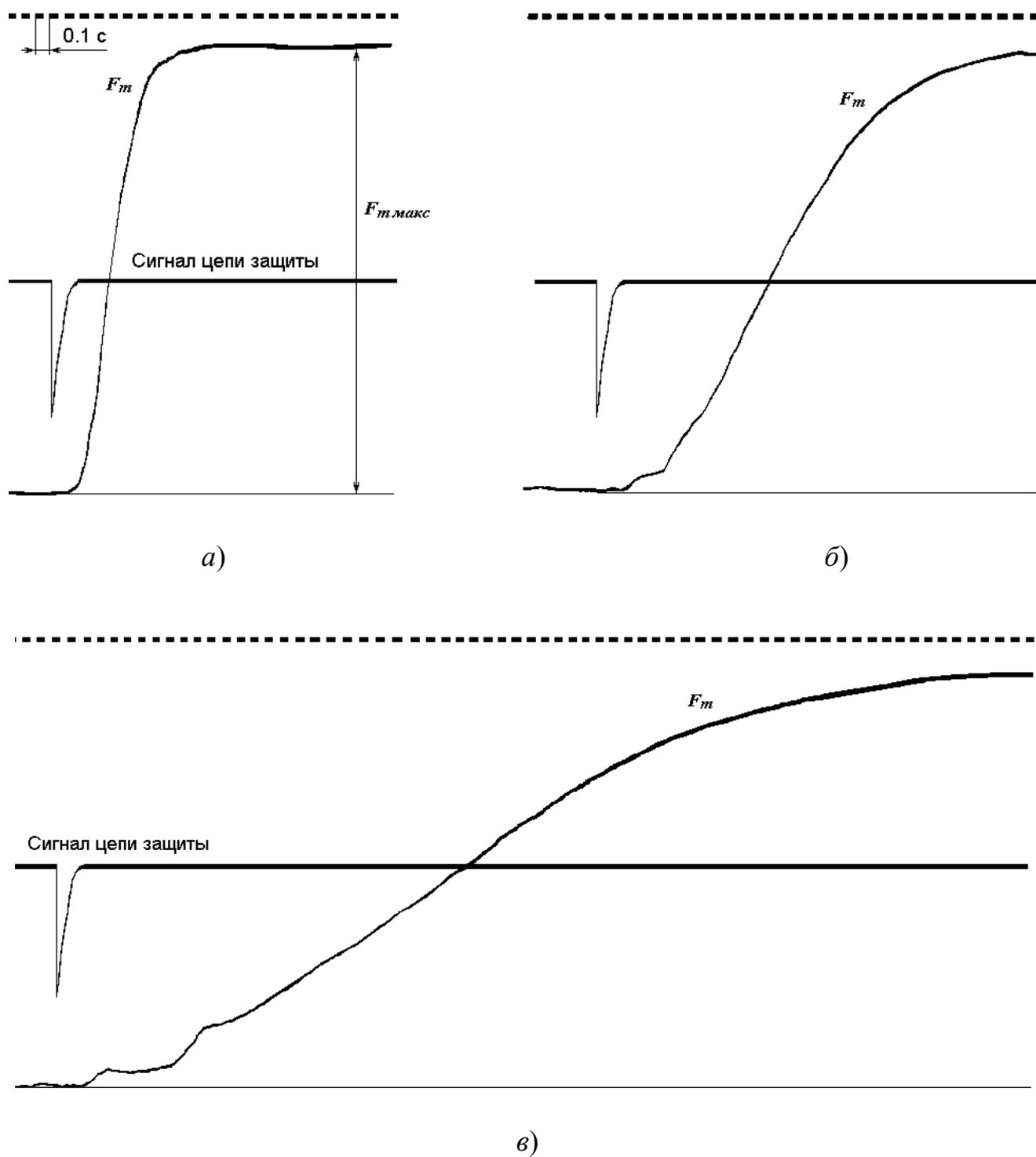


Рисунок 5.3 - Осциллограммы переходных характеристик предохранительного тормоза подъемной установки 1-3-2У на шахте “Бутовка-Донецкая” при:

- а) совместной работе 1, 2, и 3 клапанов;
- б) совместной работе 2 и 3 клапана;
- в) работе 3 клапана

Например, характер сигнала замедления объясняет поведение исполнительных механизмов, т. е. включение–выключение клапанов. Увеличение колебаний сигнала в конце процесса объясняется дифференцированием низкочастотного импульсного сигнала перемещения. При спуске груза (рис. 5.4, а) отключение двигателя приводит к увеличению скорости машины под действием груза и при достижении тормозным усилием величины, при которой уравниваются статическая нагрузка  $F_{ст}$  и величина тормозного усилия  $F_m$  ускорение прекращается, скорость стабилизируется. При дальнейшем увеличении тормозного усилия скорость начинает снижаться, ускорение переходит в замедление и дальнейшему его увеличению. При достижении заданного замедления клапан КРТ включается и выпуск рабочего тела из цилиндра прекращается, давление в цилиндре и тормозное усилие стабилизируются, и происходит равнозамедленный режим торможения. Этот процесс продолжается аналогично рассмотренному ранее процессу при подъеме груза.

В процессе предохранительного торможения в режиме подъема груза (рис. 5.4, б) при отключении электродвигателя под влиянием статической нагрузки устанавливается определенное тормозное усилие, величина которого, как правило, незначительна, и торможение в этом режиме происходит за счет статической нагрузки, совпадающей по знаку со знаком тормозного усилия.

Электромагнитный клапан 1 (КРТ), предназначенный для уменьшения времени холостого хода отключается кратковременно, рабочее тело выходит из тормозного цилиндра, давление в нем падает и появляется тормозное усилие. В момент соприкосновения тормозных колодок возникают упругие колебания в тормозной системе, которые не сказываются на характеристике скорости. Т. к. заданное замедление достигается быстро, то клапан КРТ включается, и далее процесс торможения происходит с постоянным тормозным усилием до достижения действительной скоростью уровня, когда  $v_{\partial} = v_{мин}$ . При этом выключаются клапаны, выпускается оставшееся рабочее тело из тормозного цилиндра и происходит стопорение подъемной машины полным тормозным усилием.

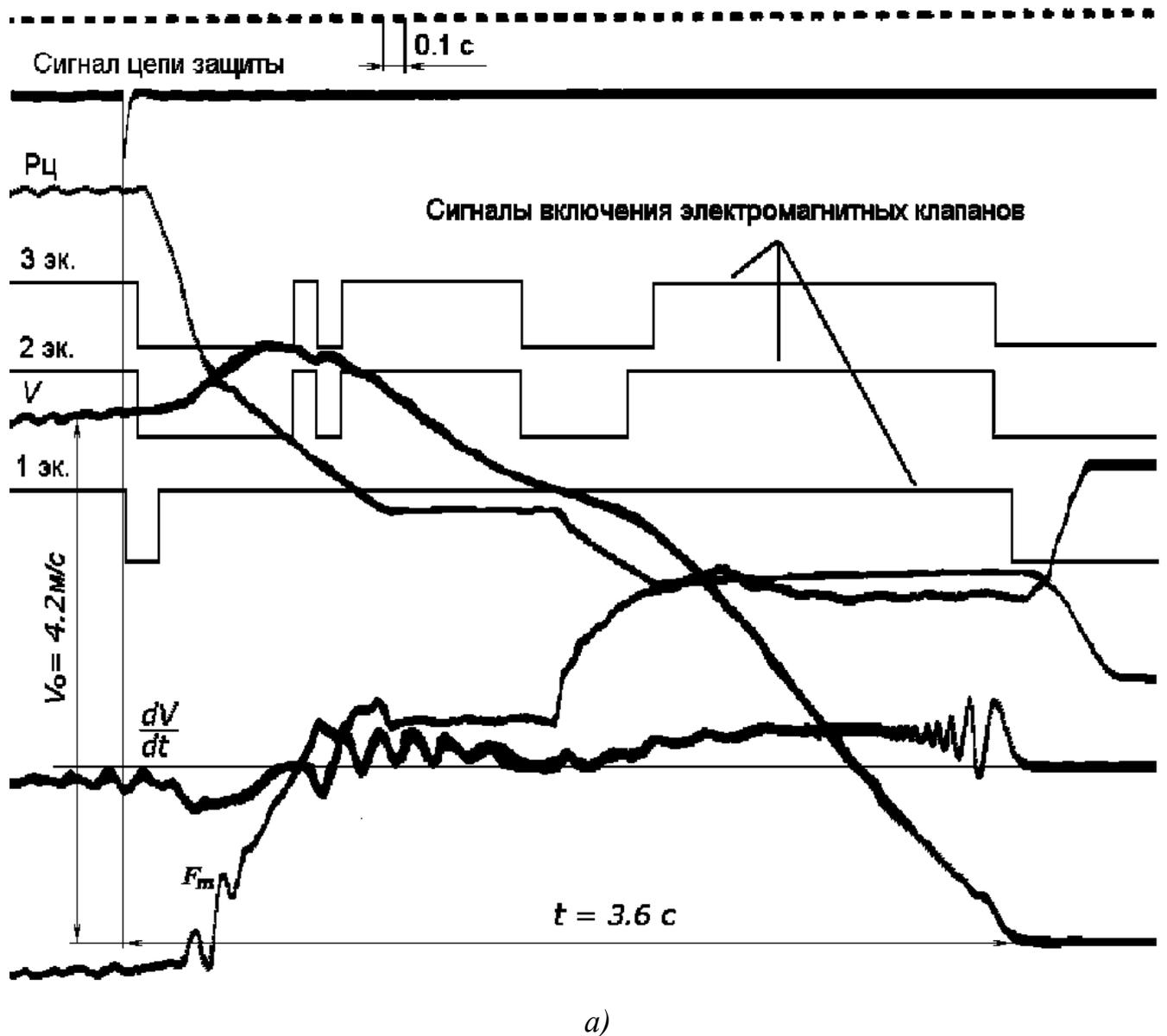
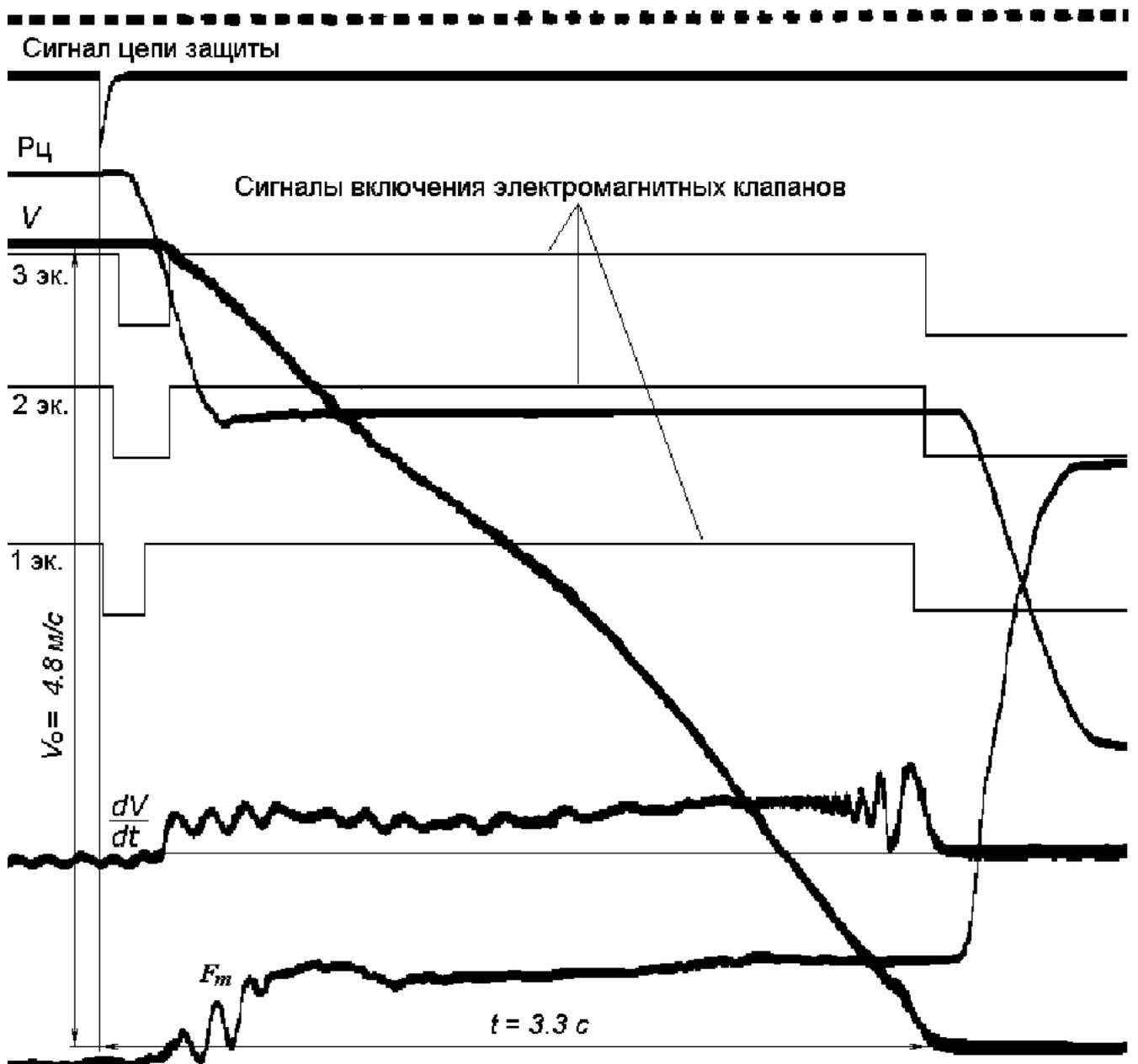


Рисунок 5.4, а - Осциллограммы предохранительного торможения в режиме спуска партии груженых вагонеток с помощью системы АРПТ на наклонной ШПУ 1-3-2У шахты “Бутовка-Донецкая” ПО Донецкуголь



б)

Рисунок 5.4, б - Осциллограммы предохранительного торможения в режиме подъема партии грузеных вагонеток с помощью системы АРПТ на наклонной ШПУ 1-3-2У шахты “Бутовка-Донецкая” ПО Донецкуголь

Анализ снятых во время промышленных испытаний осциллограмм показал, что значения среднего замедления в режиме подъема партии грузеных вагонеток составляло  $a_{\delta}=1,45 \text{ м/с}^2$ , а в режиме спуска партии грузеных вагонеток –  $a_{\delta}=1,15 \text{ м/с}^2$ , при заданном значении замедления  $a_3=1,2 \text{ м/с}^2$ . Время холостого хода тормоза  $t_{xx}=0,15-0,22 \text{ с}$ . Время срабатывания тормоза (достижение тормозным усилием значения соответствующего одного статического)  $t_{cp} = 0,42-0,48 \text{ с}$ . Условия Правил безопасности [1] выполняются полностью.

При этом, анализируя осциллограммы, можно отметить следующее. Система АРПТ с обратной связью по замедлению, в целом, выполняет свою функцию и регулирует тормозное усилие в зависимости от величины статической нагрузки. Однако в некоторых случаях имеет место не всегда оправданное, повторное регулирование, связанное с переключением клапанов. Это, в частности, характерно для режима спуска груза (см. рис 5.4, а). По характеристикам видно, что при работе имеют место отключения – включения клапанов в начальной стадии торможения, при нарастании тормозного усилия и далее в процессе торможения вновь происходит регулирование тормозного усилия. Причины, по которым происходят эти срабатывания, имеют разный характер. В первом случае они объясняются влиянием вибраций, возникающих в подъемной установке в момент отключения двигателя, быстрым соприкосновением с барабаном тормозных колодок, биением шестерен в редукторе. Влияние этих высокочастотных помех и способы борьбы с ними проанализированы ниже. Срабатывание клапанов во втором случае объясняется влиянием упругой части системы. Для условий эксперимента на данной подъемной установке, расчетное значение периода колебаний составило 1,64 с. Это объясняет колебание скорости в средней части процесса, соответствующее ему снижение замедления и срабатывания клапана для регулирования тормозного усилия.

При подъеме груза процесс, как правило, не сопровождается повторными регулировками тормозного усилия, что объясняется меньшими динамическими перегрузками, соответствием знака статической нагрузки знаку тормозного усилия и меньшим влиянием механического тормоза на процесс замедления.

Система АРПТ была разработана и создана на цифровой элементной базе. В процессе наладки системы выбирались и настраивались оптимальные значения дроссельных отверстий электромагнитных клапанов, период квантования (измерения) действительной скорости и замедления, уровни порога замедления срабатывания, а также времена задержек срабатывания электромагнитных клапанов с целью повышения помехоустойчивости системы регулирования.

При доработке системы по рекомендациям МВК, направленной на повышении ее помехозащищенности, блок обработки информации был усовершенствован на принципах, описанных в разделе 4, основой которых явилось регулирование в функции заданной скорости [85], [86], [133]. Усовершенствованные образцы установочной серии аппаратуры были изготовлены по описанному принципу. Работа одного из них была исследована на скиповом подъеме шахты “Северопесчанская” Богословского р/у ПО Уралруда (Россия). Объектом испытаний была многоканатная ШПУ ЦШ4-4 с пружинно-пневматическим радиальным тормозом, технические характеристики, которой во многом соответствовали характеристикам подъема аналогичной подъемной установки ЦШ4-4Д с многомодульным дисковым тормозом ш/у им. 9-й пятилетки ПО Советскуголь (результаты исследования системы АРПТ, которой приведены в разделе 5.2.2). Полученные при этом результаты подтвердили технические характеристики, заданные техническим заданием, а внесенные изменения улучшили эксплуатационные характеристики системы АРПТ.

Осциллограммы предохранительного торможения с помощью усовершенствованной промышленной системы АРПТ, полученные во время испытаний на шахте “Северопесчанская”, приведены на рис. 5.5.

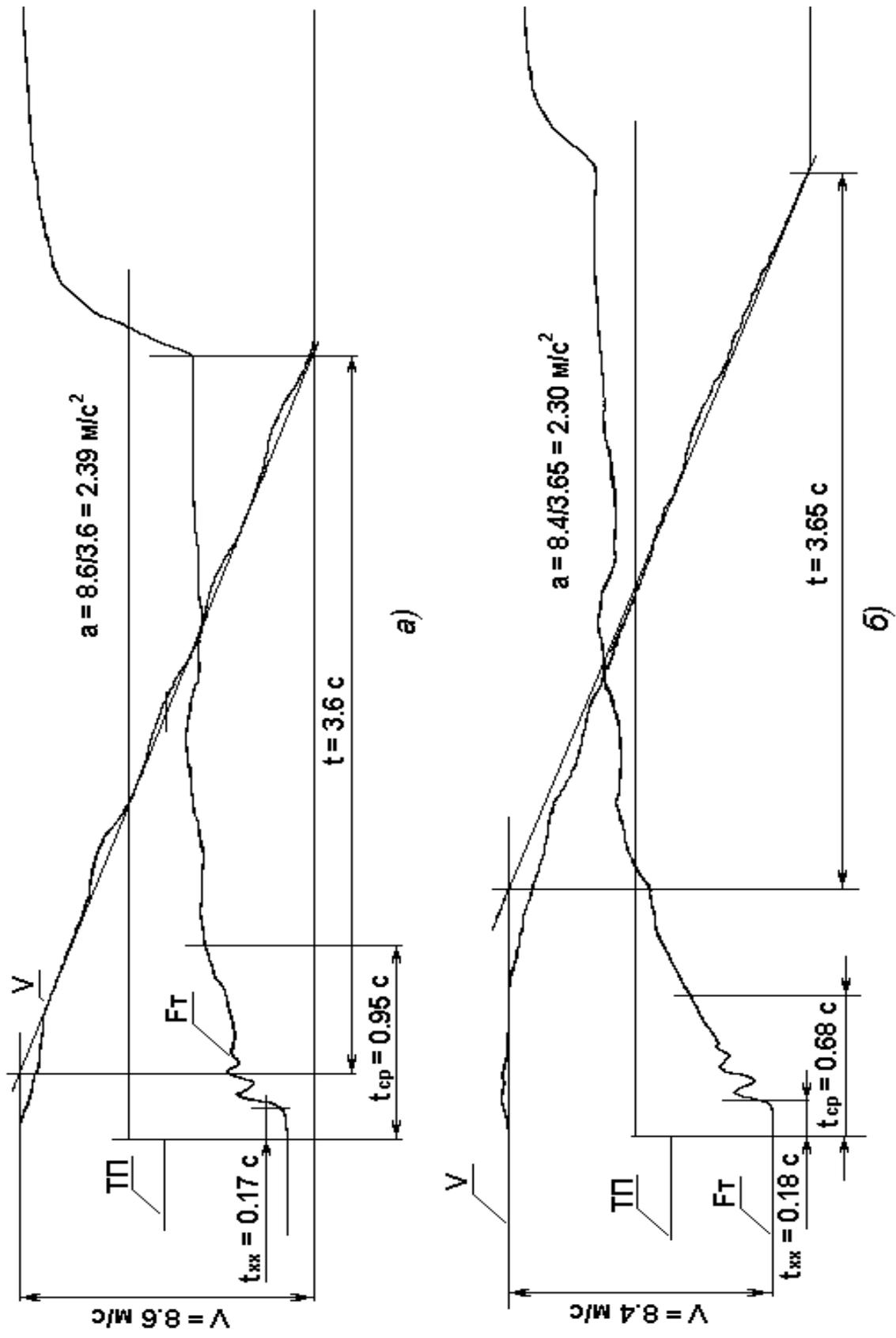


Рисунок 5.5 - Осциллограммы предохранительного торможения системой АРПТ ШПУ ЦШ4-4Р на шахте “Северопесчанская” Богословского р/у ПО Уралруда (Россия) при подъеме груза (а) и спуске противовеса (б)

### 5.2.2. Исследования системы АРПТ с многоступенчатым дисковым тормозом в условиях промышленных испытаний

Применение дисковых многоэлементных тормозов на шахтных подъемных установках повышает быстродействие тормозной системы, безопасность эксплуатации, позволяет унифицировать конструкцию тормозного устройства. На скиповом подъеме ш/у им. 9-й пятилетки ПО Советскуголь проводились промышленные испытания первой отечественной серийной ШПУ ЦШ4-4Д с дисковыми тормозами [96], [133]. Подъемная установка разработана и изготовлена донецким ПО “Донецкгормаш”, а система управления, в том числе и опытный образец аппаратуры АРПТ разработана институтом “Автоматуглерудпром” НПО Красный металлист. В основу построения системы АРПТ был положен тот же принцип автоматически регулируемого предохранительного торможения с односторонним регулированием усилия (на увеличение) до достижения заданного замедления. В качестве сигнала обратной связи использовался сигнал действительного замедления, полученный путем двойного дифференцирования сигнала датчика путевых импульсов.

Особенностью подъемной установки с дисковым многоступенчатым тормозом, как объекта регулирования, являлось существенно высокое значение минимально регулируемого тормозного усилия, т. к. подъемная установка была оборудована восемью тормозными модулями, создающими в совокупности трехкратное статическое тормозное усилие  $F_{cm}$ . Следовательно, величина тормозного усилия создаваемого одним модулем приближалась к  $0,4F_{cm}$ . Это предопределило работу системы с перерегулированием, даже при низкой инерционности объекта регулирования. Поэтому, в этих условиях, получение высокой точности регулирования определялось рациональным формированием команд ввода очередной группы модулей по окончании переходного процесса, вызванного вводом предыдущей группы. Опыт, полученный в ходе предыдущих исследований, показал значение влияния высокочастотных вибраций в механической части системы на сигнал замедления. Поэтому для более точного

регулирования необходимо было пользоваться усредненным значением измеряемого действительного замедления. Для цифровых систем такое усреднение выражается в выборе рационального периода квантования сигнала. В данном случае эта рациональность заключается в выборе компромиссного решения, учитывающего обязательность выполнения требования Правил безопасности, касающегося времени нарастания тормозного усилия до величины, соответствующей одному статическому усилию и собственных частотных свойств системы подъема.

Исходя из этих условий, в процессе исследований и разработки системы управления был принят следующий алгоритм ее работы [96], [133]:

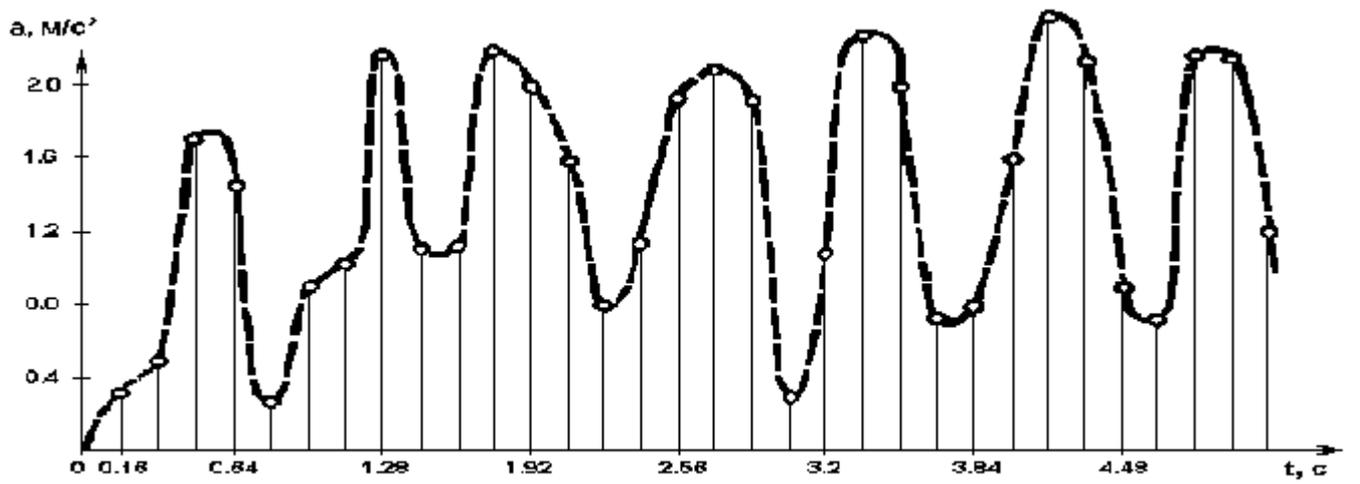
1) по сигналу срабатывания цепи защиты сразу вводится в работу первая группа тормозных элементов, предназначенных для уравнивания статической нагрузки, при обеспечении необходимого быстродействия;

2) по окончании переходного процесса, вызванного включением элементов первой группы по величине рассогласования заданного и действительного замедления, формируется управляющее воздействие на включение очередной группы элементов, количество которых пропорционально величине рассогласования;

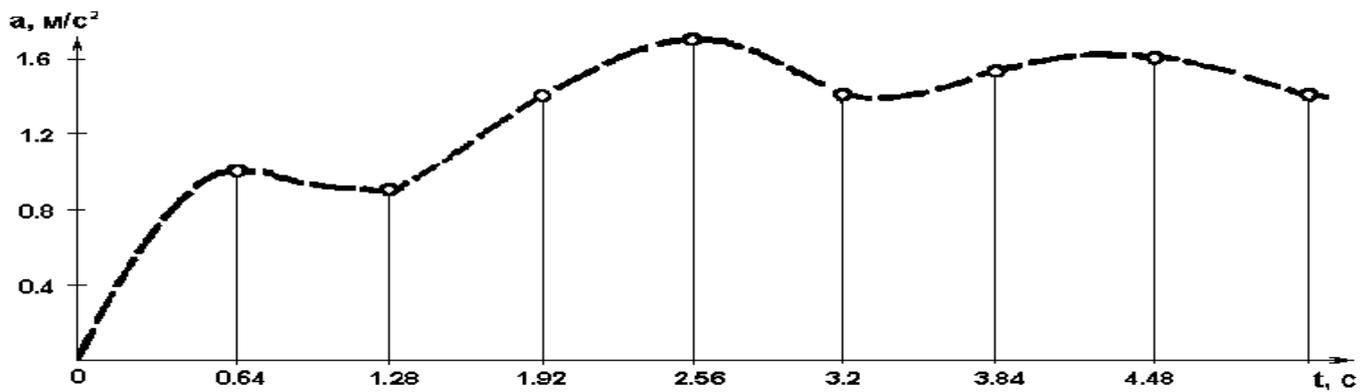
3) повторяется предыдущий пункт и восполняется недостаток тормозного усилия;

4) при достижении величины скорости, при которой возможно наложение полного тормозного усилия включаются оставшиеся элементы.

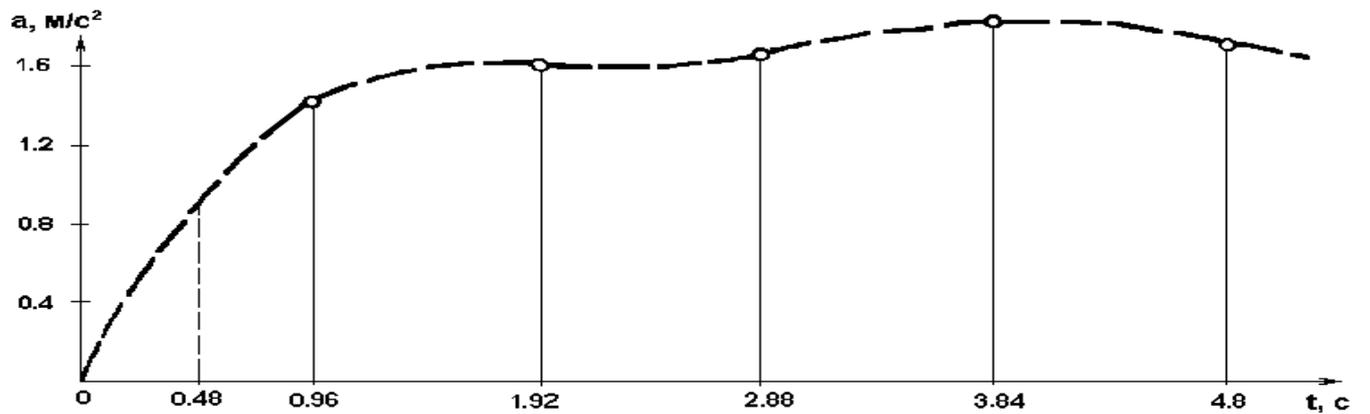
Для реализации такого алгоритма были проведены экспериментальные исследования тормозной системы: переходная характеристика, быстродействие срабатывания модулей и т. п. Переходные характеристики испытуемой ШПМ на воздействие группы элементов с различными периодами квантования приведены на рис. 5.6.



a)



б)



в)

Рисунок 5.6 - Переходные характеристики замедления  $a_d = f(t)$ , многоканатной ШПУ ЦШ4-4Д скипового подъема ш/у 9-й пятилетки ПО Советскуголь, при ступенчатом наложении тормозного усилия и различных интервалах измерения (квантования): а)  $0,16$  с; б)  $0,64$  с; в)  $0,96$  с

Анализ характеристик позволил сделать следующие выводы:

- при времени измерения (квантования) замедления менее 0,6 с резко падает точность, вызванная помехами при дифференцировании сигнала;
- длительность переходного процесса для данной подъемной установки составляет величину более 2 с.

Для достижения приемлемой точности регулирования был выбран рациональный для данных условий период квантования, составляющий 0,64 с.

Дальнейшие исследования, проведенные в ходе испытаний подъемной установки, показали, что:

- необходимая точность регулирования определяется количеством тормозных модулей и способом их введения;
- для снижения динамических ударов, при ступенчатом наложении тормозных элементов, их необходимо вводить последовательно, с интервалом 0,1– 0,2 с;
- исключение дифференцирующего звена из цепи обратной связи и переход на регулирование в функции скорости позволяет улучшить помехоустойчивость системы.

### 5.2.3. Исследования системы АИПТ в условиях промышленных испытаний для машин с малым коэффициентом массивности

На предприятиях горной промышленности в настоящее время в эксплуатации, особенно в подземных условиях, находится большое количество малых подъемных установок, которые с точки зрения динамики их работы можно рассматривать как одномассовые и, следовательно, процесс автоматически регулируемого предохранительного торможения у них может производиться по упрощенной технологии. Именно для таких установок была разработана аппаратура избирательного предохранительного торможения АИПТ.

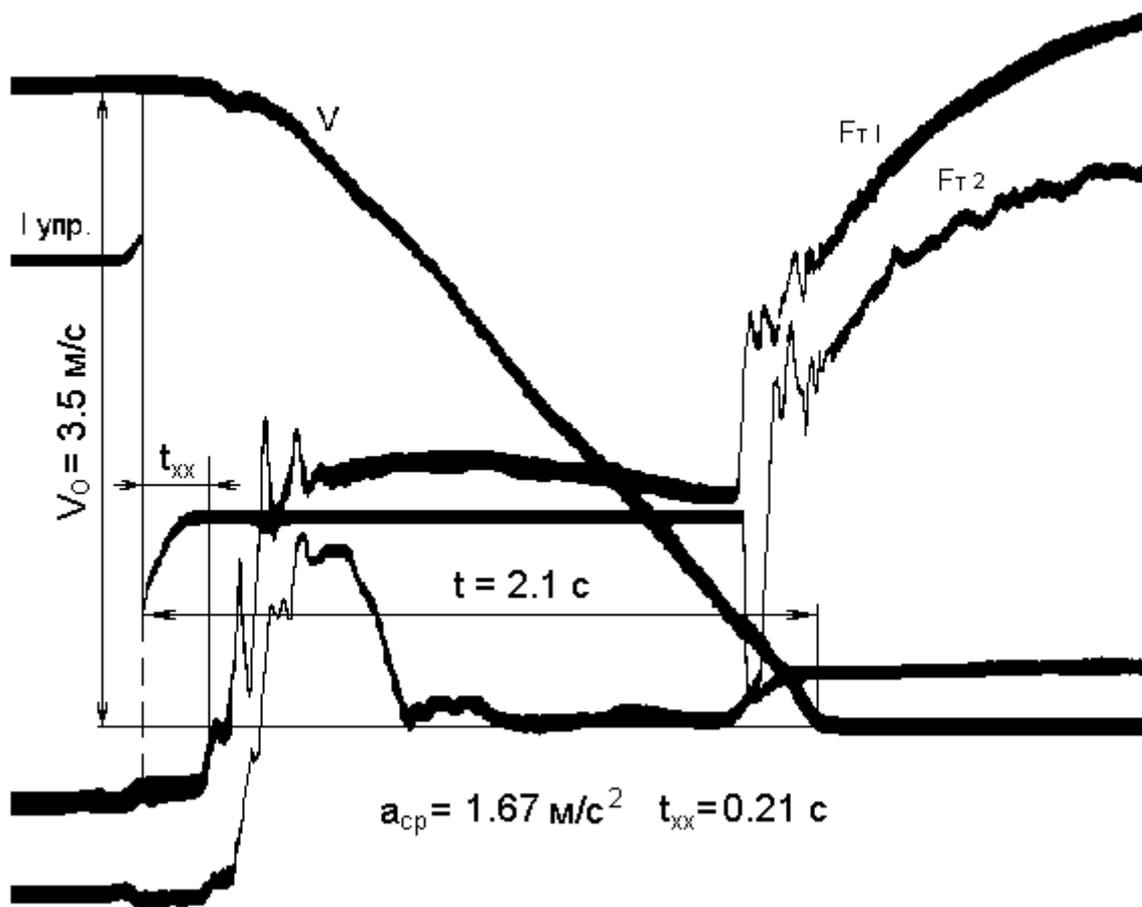
Принцип работы ее состоит в определении режима работы подъемной установки: “подъем” или “спуск” груза, а затем формирование соответствующего

режиму работы тормозного усилия первой ступени. По окончании процесса, когда действительная скорость достигает минимального значения, происходит наложение второй ступени (остаток до полного тормозного усилия). Таким образом, система представляет собой замкнутую систему автоматического регулирования с комбинированной нелинейной обратной связью по нагрузке и минимальной скорости.

Опытный образец аппаратуры АИПТ был разработан совместно институтами “Автоматуглерудпром” НПО Красный металлист, НИПКТИ Углегормаш ПО Донецкгормаш, Донецкого политехнического института и успешно прошел промышленные испытания на вспомогательном барабанном клетевом подъеме шахты “Родина” ПО Первомайскуголь.

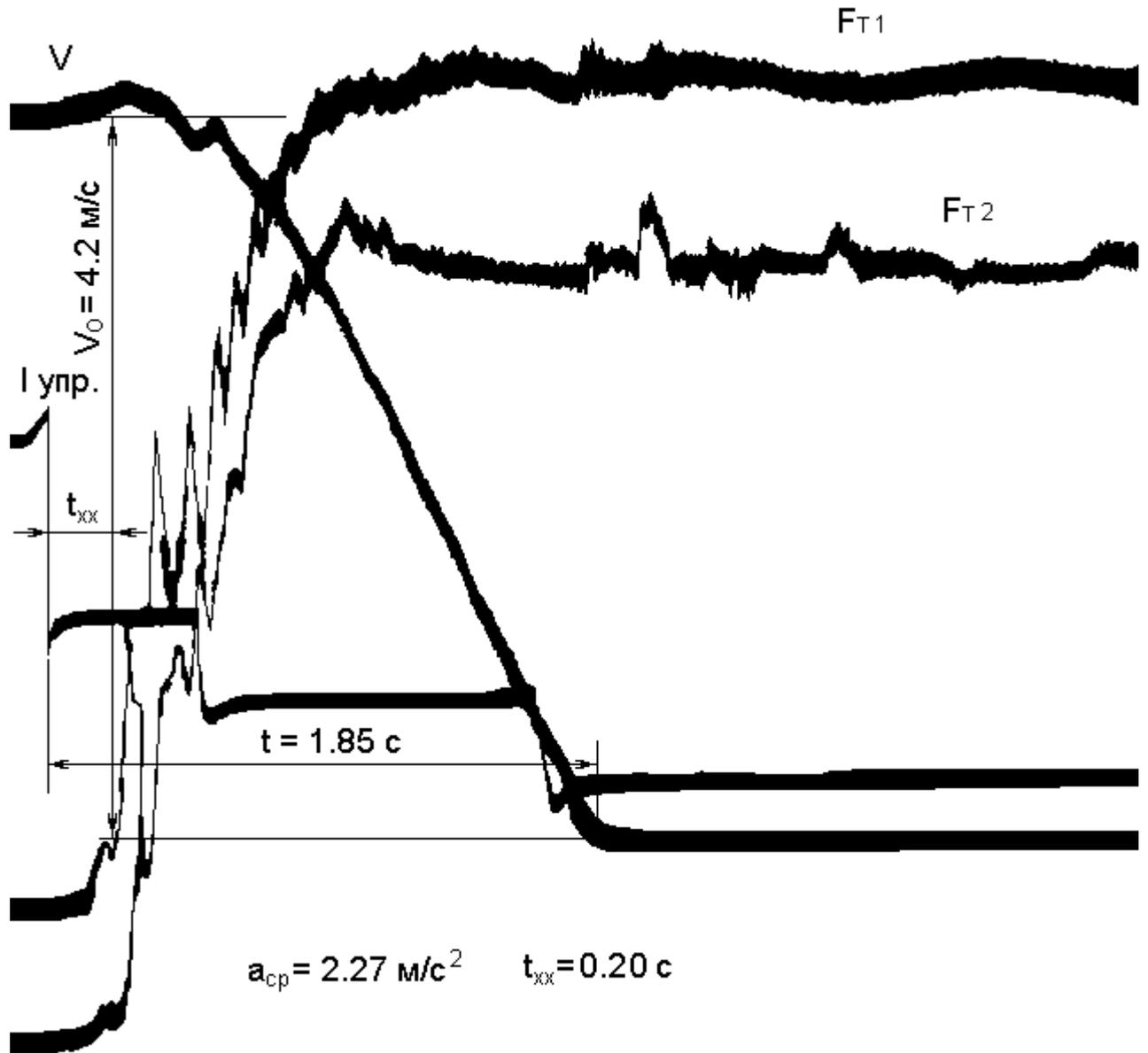
Результаты осциллографирований процессов предохранительного торможения, снятые в процессе промышленных испытаний опытного образца системы АИПТ на барабанной клетевой ШПУ МПБ 3,15-1,6-1,6, представлены на рис 5.7. Анализ осциллограмм показал, что значения среднего замедления при подъеме и спуске грузеной клетки практически неизменны и составляли от 1,8 до 2,1 м/с<sup>2</sup>. Время холостого хода тормоза  $t_{xx} = 0,18 - 0,22$  с. Время срабатывания тормоза (достижение тормозным усилием значения, соответствующего статической нагрузке)  $t_{cp} = 0,42 - 0,48$  с.

Проведенные исследования и испытания на разных режимах опытного образца аппаратуры АИПТ подтвердили выполнение системой заданных характеристик, соответствие Правилам безопасности [1] и возможность использования таких систем на малых подъемных установках. Система АИПТ была рекомендована межведомственной комиссией к серийному производству.



a)

Рисунок 5.7, а - Осциллограммы предохранительного торможения системой АИПТ на барабанной клетевой ШПУ МПБ 3,15-1,6-1,6, в режиме подъема грузовой клетки



б)

Рисунок 5.7, б - Осциллограммы предохранительного торможения системой АИПТ на барабанной клетевой ШПУ МПБ 3,15-1,6-1,6, в режиме спуска грузовой клетки

### 5.3. Выводы по разделу 5

1. Проведенные испытания систем автоматически регулируемого предохранительного торможения показали соответствие параметров их характеристик работоспособности на наклонных, вертикальных, барабанных и многоканатных подъемных установках с радиальным и дисковым тормозом заданным требованиям.

2. Нелинейные свойства систем автоматически регулируемого предохранительного торможения шахтных подъемных установок, работающих по принципу одностороннего регулирования тормозного усилия ограничивает их точность из-за отсутствия возможности компенсации избыточного тормозного усилия в процессе регулирования и требует повышения помехоустойчивости.

3. Повышение точности автоматически регулируемого предохранительного торможения одностороннего действия подъемной установки ЦШ4-4Д, оборудованной восемью дисковыми модулями, не более  $\pm 20\%$ , обеспечивается временем квантования при измерении замедления, не менее 0.64 с. и разнесением во времени действий по измерению замедления и введению очередной ступени (группы модулей) торможения. Анализ осциллограмм дал возможность выбрать рациональные значения шага квантования измеряемого сигнала замедления.

4. В результате теоретических и экспериментальных исследований и последующей доработки удалось улучшить технические характеристики систем АРПТ. В частности, улучшить помехоустойчивость путем снижения порядка производной сигнала обратной связи, регулированием по закону заданной скорости и введением гистерезиса на включение и отключение клапанов.

5. Исследования, выполненные в процессе испытаний системы избирательного торможения, показали обоснованность принципов, положенных в основу построения систем предохранительного торможения с нелинейной обратной связью по скорости. Данные системы по принципу работы могут быть отнесены к системам регулирования с компенсацией возмущения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является законченной научно-исследовательской работой по решению важной и актуальной для горного производства научной задачи, которая состоит:

- в обосновании и разработке рациональных динамических параметров рабочего и предохранительного торможения, создания на их основе соответствующих рекомендаций, способов и технических устройств;
- в разработке научно обоснованных процессов в системах ШПУ на основании методов математического и цифрового моделирования;
- в получении математических описаний технических устройств, входящих в систему ШПУ и разработке полной математической и цифровой модели ШПУ с АРПТ одно-, двустороннего действия с радиальным или многоступенчатым дисковым механическим тормозом;
- в экспериментальных исследованиях промышленных образцов технических устройств, разработанных на основании полученных математических описаний и обобщении результатов работы.

Основные научные и практические результаты диссертации состоят в следующем.

1. В результате проведенных исследований установлено, что:

- для совершенствования систем предохранительного торможения подъемных установок необходима разработка точных математических моделей, описывающих динамику уравновешенных и неуравновешенных ШПУ с целью реализации их при разработке технических систем;
- автоматически регулируемое предохранительное торможение, направленное на поддержание в процессе заданного замедления является универсальным принципом для всех типов ШПУ и обеспечивает рациональные динамические параметры во всех режимах работы, при изменениях статической нагрузки и собственных параметров тормоза (износ, изменение коэффициента трения, отказов отдельных элементов тормоза);

- повышение точности систем одностороннего регулирования от влияния высокочастотных помех обеспечит принцип регулирования замедления в функции заданной скорости;
- повышение помехоустойчивости систем одностороннего регулирования на низких частотах может быть обеспечено введением гистерезиса на включение-выключение тормозного привода или переходом к системам двустороннего регулирования тормозного момента;
- повышение точности автоматически регулируемого предохранительного торможения одностороннего действия подъемных установок, оборудованных дисковыми модулями, обеспечивается выбором времени квантования при измерении замедления, с учетом инерционности подъемной установки и разнесением во времени действий ввода очередных групп тормозных модулей и процесса измерения контролируемого параметра;
- компенсацию естественной петлевой инерционной нелинейности механической части тормозной системы двустороннего действия обеспечивает способ дискретной линеаризации с использованием широтно-импульсного воздействия на механический тормоз;
- уменьшение динамических нагрузок подъемной установки при предохранительном торможении обеспечивает поддержание замедления близ допустимой нижней границы;
- снижение динамических перегрузок в упругой части подъема на заключительном этапе предохранительного торможения обеспечивает переход диаграммы заданной скорости с линейного на параболический закон вблизи нулевого значения.

2. Обосновано использование для математического описания параметров ШПУ в режиме предохранительного торможения метода структурного моделирования с применением граничных упругих связей, который дает возможность:

- разрабатывать математические описания динамических процессов в системах с сосредоточенными и распределенными параметрами, к которым относятся шахтные подъемные установки;
- использовать методы цифрового моделирования процессов и систем;
- исследовать существующие системы и процессы, а также синтезировать новые с заданными параметрами, в т.ч. для сложных электромеханических систем;
- использовать методы аппроксимации сложных математических моделей систем с целью применения в них промышленных технических устройств;
- создавать программное обеспечение для компьютеризованных систем;
- совершенствовать технические решения и уменьшать затраты на их разработку.

3. Проведенные исследования и промышленные испытания систем АРПТ с приводом тормоза клапанного типа показали удовлетворительные результаты на всех типах подъемных установок со всеми типами тормозов. Они также позволили выявить и устранить недостатки отдельных принципов, первоначально положенных в основу построения этой системы:

- применение замедления, в качестве сигнала обратной связи, путем дифференцирования сигнала скорости делает систему слабо защищенной от высокочастотных помех;
- принцип одностороннего управления тормозного усилия только на увеличение тормозного усилия создает склонность системы к перерегулированию тормозного усилия из-за влияния низкочастотных колебаний упругой части системы подъема;
- системы АРПТ ШПУ, оснащенных многоступенчатым дисковым тормозом ограничены по точности и качеству регулирования, которые определяются количеством тормозных модулей и способом их введения.

4. Проведенные исследования дали возможность разработать рациональные принципы построения совершенных и помехоустойчивых систем АРПТ одностороннего и двустороннего действия. Анализ современных тенденций развития систем управления ШПУ, относящихся к сложным

электромеханическим системам, показывает перспективность применения встроенных систем управления приводами и использование принципов нечеткой логики в некоторых режимах управления предохранительным тормозом.

5. Результаты работы использованы при разработке проектной и технической документации на промышленные системы АРПТ и АИПТ. Промышленные испытания и внедрение систем в серийное производство осуществлено в условиях действующих и вновь разрабатываемых подъемных установок производства ПО Донецкгормаш и НКМЗ:

1) одноконцевой наклонной ШПУ 1-3-2У шахты “Бутовка-Донецкая” ПО Донецкуголь;

2) первой отечественной вертикальной многоканатной ШПУ с дисковым многомодульным тормозом ЦШ4-4Д на шахте им. 9 Пятилетки ПО Советскуголь;

3) вертикальной многоканатной ШПУ с радиальным тормозом ЦШ4-4Р на шахте “Северопесчанская” Богословского рудоуправления ПО Уралруда (Россия);

4) проходческой машине Никельского участка ШСУ-1 треста “Кривбасшахтопроходка” ГМК Печенганикель (Россия);

5) одноконцевой ШПУ МП4-5-2Д шахты “Свердловская” ПО Сведловскантрацит;

6) вертикальной барабанной ШПУ МПБ 3,15-1,6-1,6 шахты “Родина” ПО Первомайскуголь.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Правила безпеки у вугільних шахтах. – Інформ.-аналітичн. центр «ЛІГА», 2010. – 187 с.
2. Правила технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт. – М. : Недра, 1976. – 303 с.
3. Траубе Е. С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин / Е. С. Траубе, И. С. Найденко // – М. : Недра, 1980, – 256 с.
4. Бежок В. Ф. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок / В. Ф. Бежок, Б. Н. Чайка, Н. Ф. Кузьменко / 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Недра, 1982, – 391 с.
5. Сапронов В. Т. К вопросу повышения безопасности эксплуатации одноконцевых проходческих подъемных установок глубоких стволов / В. Т. Сапронов, А. И. Самородов, Е. М. Федоров // Шахтное строительство – 1984. – № 12.
6. Белоцерковский А. А. Параметры наклонных подъемных установок, требующих регулирования предохранительного торможения / А. А. Белоцерковский, Н. А. Шакель, А. Н. Шатило // Горн. электромеханика и автоматика : Респ. и межвед. науч.-техн. сб., 1982. Вып. 41. – С. 87-90.
7. Требования безопасности к системам автоматически регулируемого предохранительного торможения барабанных подъемных машин. – Макеевка, МакНИИ, 1985.
8. Алистратова И. Е. Системы автоматически регулируемого предохранительного торможения шахтных подъемных машин // И. Е. Алистратова, Н. Л. Беликов, В. И. Васильев, И. П. Ковалевский, В. Е. Католиков, С. Н. Шапочка / : Обзор ЦНИЭИуголь. – М.: 1987. – Вып. 22. – 42 с.
9. Standal K. Single – drum hoist with electronically controlled disc brakes / K. Standal // Colliery Guardian, 1980. № 2, pp. 29 – 32.
10. Mining Technology, 1980, № 716, pp. 325—332.
11. Pearse G. Shaft hoists. Mining Magazine, may 1984, pp. 27 – 39.

12. Каталоги фирм “SIEMENS”, BBC, ABB, GHH, AEG, “SIEMAG”, “ASEA”, URL: <http://www.mining-technology.com>
13. Грановский Б. С. Шахтные подъемные установки за рубежом/ Б. С. Грановский, А. З. Чаковский // Обзор ЦНИЭИуголь. – М. : ЦНИЭИуголь, 1972.
14. Barkand T. D. Investigation of the accident and installation and testing of dynamic braking on the main elevator at Duquesne Light, Warwick Mine, #3 North Portal / T. D. Barkand // MSHA. Mine Electrical Systems Division Investigative Report C-052287-12. May 1987. URL: <http://www.msha.gov/>
15. Barkand T. D. Emergency braking systems for mine hoists / T. D. Barkand // MSHA. United States Department of the Interior. Bureau of Mines. Mineral Commodity Summaries 1992. p.5. U.S. Government Printing Office. 1992-619-434/41349. URL: <http://www.msha.gov/s&hinfo/techrpt/hoist/paper6.htm>
16. Каталоги фирмы SIME-Stromag URL: <http://www.sime-industrie.com/>
17. Федоров М. М. Избранные труды / М. М. Федоров // – К.: АН УССР, 1957. – т.1. – 275 с.
18. Федоров М. М. Избранные труды / М. М. Федоров // – К.: АН УССР, 1960. – т.2. – 463 с.
19. Флоринский Ф. В. Динамика шахтного подъемного каната / Ф. В. Флоринский //–М. Углетехиздат, 1955. – 238 с.
20. Киричок Ю. Г. Привод шахтных подъемных установок большой мощности / Ю. Г. Киричок, В. М. Чермалых // – М. : Недра, 1972. – 336 с.
21. Чермалых В. М. Исследование сложных электромеханических систем / В. М. Чермалых // – К.: КПИ, 1979. – 63 с.
22. Чермалых В. М. Системы электропривода и автоматики рудничных стационарных машин и установок / В. М. Чермалых, Д. И. Родькин, В. В. Каневский // – М.: Недра, 1976 – 400 с.
23. Католиков В. Е. Автоматизированный электропривод подъемных установок глубоких шахт / В. Е. Католиков, А. Д. Динкель, А. М. Седуниин // – М. : Недра, 1983. – 270 с.

24. Попович Н. Г. Динамические режимы автоматизированных подъемных установок с асинхронным электроприводом / Н. Г. Попович // – К. : Вища школа, 1982. – 209 с.
25. Иванченко Г. Е. Основы теории и расчета систем автоматического управления рудничными подъемными машинами / Г. Е. Иванченко // – М. : Недра, 1966. – 355 с.
26. Уманский В. Б. Теоретические основы шахтной подъемной машины. Вопросы управления и защиты / В. Б. Уманский, В. С. Тулин // – Харьков; Днепропетровск : Гостехиздат, 1933 – 227 с.
27. Тулин В. С. Электропривод и автоматика многоканатных рудничных подъемных машин / В. С. Тулин // – М.: Недра, 1964.
28. Иванов А. А. Средства автоматической защиты шахтных подъемных установок от переподъема / А. А. Иванов // . – М.: Углетехиздат, 1953. – 70 с.
29. Мурзин В. А. Защита рудничных подъемных установок от превышения скорости / В. А. Мурзин, В. И. Решетников, А. Н. Шатило // – М. Недра, 1974 – 176 с.
30. Шатило А. Н. Влияние процесса предохранительного торможения ШПУ на требования, предъявляемые к быстродействию аппаратуры от переподъема / А. Н. Шатило // : Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. 05.05.06 – Днепропетровск, 1969.
31. Шатило А. Н. Обеспечение безаварийной эксплуатации шахтных подъемных установок системами защиты и предохранительного торможения (Развитие теории, разработка требований, способов и средств) : / А. Н. Шатило // : Автореф. дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.06 – Днепропетровск, 1985. – 44с.
32. Белоцерковский А. А. Основы теории, разработка и внедрение средств защиты современных подъемных установок / А. А. Белоцерковский //: Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. 05.05.06 – Днепропетровск, 1987. – 32 с.
33. Белобров В. И. Динамика, нагрев и износ тормозов шахтных подъемных машин / В. И. Белобров // . – К. : Наукова думка., 1981. – 198 с.

34. Белобров В. И. Динамика шахтных подъемных установок. / В. И. Белобров, В. А. Дзензерский, В. И. Самуся, С. Р. Ильин // – Днепропетровск : Изд. Днепропетровского университета, 2000 – 379 с.
35. Белобров В. И. Тормозные системы шахтных подъемных машин / В. И. Белобров, В. Ф. Абрамовский, В. И. Самуся // – К.: Наукова думка., 1990, – 172 с.
36. А. с. № 962169 СССР, МКИ В 66 В 1/08 / Устройство для управления рабочим торможением шахтной подъемной машины / Мурзин В. А., Самуся В. И. Открытия. Изобретения. - 1982. Бюл. № 36.
37. Степанов А. Г. Динамика шахтных подъемных установок – М. : Наука., 1994, – 203 с.
38. Ильин С. Р. Исследование динамики шахтной многоканатной подъемной установки как упругой разветвленной механической системы / С. Р. Ильин // Рукопись деп. в ВИНТИ, № 2966-80, М. : 1980, - 170 с.
39. Ильин С. Р. Математическое моделирование процесса предохранительного торможения в уравновешенной подъемной установке / С. Р. Ильин, Ю. А. Комиссаров // Науковий вісник НГАУ № 3. – 2002, С. 59 – 61.
40. Дворников В. И. Моделирование режимов предохранительного торможения шахтной подъемной машины / В. И. Дворников, В. А. Трибухин // Сборник научных трудов НГУ Украины - Днепропетровск: РИК НГУ. – 2002. – №15. – Т.1. – С. 136-142.
41. Траубе Е. С. Построение системы предохранительного торможения шахтных подъемных машин / Е. С. Траубе // Уголь Украины, 1993 № 2. – С. 29-31.
42. А. с. № 716960 СССР, МКИ В 66 В 1/24 / Способ торможения подъемных машин. / Найдено И. С. // Открытия. Изобретения. - 1980. Бюл. № 7.
43. А. с. № 763229 СССР, МКИ В 66 В 1/32 / Способ предохранительного торможения шахтного подъемника и устройство для его осуществления / А. Н. Шатило // Открытия. Изобретения. - 1980. Бюл. № .

44. Беликов Н. Л. Динамические явления при регулируемом предохранительном торможении / Н. Л. Беликов, В. И. Васильев, С. Н. Шапочка, И. Е. Траубе // Уголь Украины – 1983. – № 1. – С. 26 – 27.
45. Шклярски Л. Ограничение колебаний канатов подъемных машин глубоких шахтных стволов / Л. Шклярски // “ICAMC 6-y Int. Mining Automat Conf., Katowice, 1980. Lect vol.2” s.1 1980.
46. Заенц М. Численное моделирование системы программного управления привода подъемной установки. Доклад на международной конференции: “Динамика горных машин – 89”, DYNAMACH '89., 1989.
47. Степанов А. Г. Построение системы программного предохранительного торможения шахтной подъемной машины / А. Г. Степанов, А. Н. Чугунов // Изв. Вузов “Горный журнал”, 1978 – №7. – С. 118-121.
48. Герлах А. Аварийная система с программируемой памятью для управления предохранительным тормозом с регулируемым замедлением / А. Герлах, Р. Шредер, В. Херцхаузер // Глюкауф, 1990, № 24. – С. 26-29.
49. Wolny S. *Analiza dynamiczna awaryjnych stanów pracy urządzenia wyciągowego z wykorzystaniem nieliniowego dyskretno-ciągłego modelu układu* - Dynamic analysis of braking process of mine hoist with application of discrete-continuous model of the system / Stanisław Wolny, Chacztur Kjuregjan // *Mechanika. Kwartalnik AGH.* - 1999 t. 18 z. 4 s. 537-550.
50. Wolny S. *Analiza dynamiki awaryjnych stanów górniczego urządzenia wyciągowego* - Analysis of dynamics of the mine hoist facility in emergency states - / Stanisław Wolny // *W: Vibrations in physical systems: XIX symposium : Poznań -- Błażejewko May 23--27, 2000 : abstract and invited lecture / Technical University of Poznań. Institute of Applied Mechanics [et al.].* - S. 297-298.
51. Чермалых А. В. Управление сложными электромеханическими системами с задающей моделью и фаззи-контроллером / А. В. Чермалых, А. В. Данилин, С. Л. Прядко // Научные труды. Вестник Кременчугского государственного политехнического университета. – Кременчуг, 2001 (11) – Вып. 2. С. 7 - 12.

52. Давыдов В. Л. Динамика горных машин / В. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов / В. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов //– М. : Госгортехиздат, 1961. – 335 с.
53. Араманович И. Г. Функции комплексного переменного. Операционное исчисление. Теория устойчивости (Дополнительные главы высшей математики) / И. Г. Араманович, Г. А. Лунц, Л. Э. Эльсгольц // – М. : Наука., 1968, – 415 с.
54. Диткин В. А. Справочник по операционному исчислению / В. А. Диткин, А. П. Прудников //– М. : Высшая школа, 1965. – 466 с.
55. Ажогин В. В., Згуровский М. З. Моделирование на цифровых, аналоговых и гибридных ЭВМ / В. В. Ажогин, М. З. Згуровский // – К. : Вища школа., 1982. – 280 с.
56. Куо Б. Теория и проектирование цифровых систем управления / Бен Куо // – М.: Машиностроение, 1986, – 448 с.
57. А. с. № 289505 СССР, МКИ G05b 5/01 / Нелинейный фильтр для систем автоматического управления / Алексеев О. Г., Бойчук Д. И. // Открытия. Изобретения. - 1970. Бюл. № 1.
58. Чермалых В. М. Многоканальные системы оптимального управления электроприводом промышленных установок / В. М. Чермалых // – Изв. Вузов “Горный журнал”, 1982, №7. – С. 123-129.
59. А. с. № 1447743 СССР, МКИ В 66 В 5/00 / Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины / Васильев В. И., Дубовик В. Г., Чермалых В. М. // Открытия. Изобретения. - 1988. Бюл. № 48.
60. Блэкборн Дж. Ф. Гидравлические и пневматические системы управления. / Дж. Ф. Блэкборн, Г. Ритхоф, Дж. Л. Шерер //– М.: ИИЛ, 1962. – 612 с.
61. Зайцев Г. Ф. Компенсация естественных нелинейностей автоматических систем / Г. Ф. Зайцев, В. К. Стеклов //– М.: Энергоиздат., 1982. – 94 с.

62. Подлесный Н. И., Рубанов В. Г. Элементы систем автоматического управления и контроля / Н. И. Подлесный, В. Г. Рубанов //– К.: Вища школа., 1982. – 472 с.
63. А. с. № 1715705 СССР, МКИ В 66 В 1/32 / Способ дискретного управления тормозом шахтной подъемной машины / Васильев В. И., Чермалых В. М., Матвиенко Н. П. // Открытия. Изобретения. - 1992. Бюл. № 8.
64. Краскевич В. Е. Численные методы в инженерных исследованиях / В. Е. Краскевич, К. Х. Зеленский, В. И. Гречко //– К. : Вища школа, 1986, – 263 с.
65. Чермалых Т. В. Системы оптимального управления позиционным тиристорным электроприводом с многоканальной задающей моделью / Т. В. Чермалых // – К., Препр. / НАН Украины, Ин-т электродинамики, № 762, – 49 с.
66. Бронштейн И. Н. Справочник по математике / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев //– М. : Наука, 1967. – 608 с.
67. Трохименко Я. К. Радиотехнические расчеты на микрокалькуляторах. Справочное пособие / Я. К. Трохименко, Ф. Д. Любич // – М. : Радио и связь., 1983, – 256 с.
68. Чермалых В. М. Динамика многоканатных подъемных установок в период предохранительного торможения / В. М. Чермалых, Е. А. Ильин // – Изв. Вузов. “Горный журнал”, 1966, № 5.
69. Чермалых В. М. Исследование динамики электромеханических систем с распределенными параметрами на аналоговых вычислительных машинах / В. М. Чермалых // - Изв. Вузов. “Горный журнал”, 1967, №9. – С. 141-148 .
70. Лебедев Е. Д. Управление вентильными электроприводами постоянного тока / Е. Д. Лебедев, В. Е. Неймарк, М. Я. Пистрак, О. В. Слежановский – М. : Энергия, 1970, – 199 с.
71. Чермалых В. М. Многоканальные системы подчиненного управления электроприводом промышленных установок / В. М. Чермалых // – Изв. Вузов “Горный журнал”, 1981, №8. – С. 122 – 127.
72. Бесекерский В. А. Микропроцессорные системы автоматического управления / В. А. Бесекерский, Н. Б. Ефимов, С. И. Зиатдинов, В. В. Изранцев, А.

В. Небылов, Н. Г. Соколов, Е. А. Фабрикант. Под редакцией Бесекерского В. А. // – М.: Машиностроение, 1988, – 364 с.

73. Бойко Н. П. Системы автоматического управления на базе микро-ЭВМ / Бойко Н. П., Стеклов В. К. // – К. : Техника, 1989.– 181 с.

74. Гостев В. И. Системы управления с цифровыми регуляторами. Справочник / В. И. Гостев // – К.: Техника, 1990.– 278 с.

75. Погорелый С. Д., Слободянюк Т. Ф. Программное обеспечение микропроцессорных систем. Справочник / С. Д. Погорелый, Т. Ф. Слободянюк // – К. : Техника, 1989. – 298 с

76. Клингман Э. Проектирование микропроцессорных систем / Э. Клингман //– М. : Мир, 1980, – 575 с.

77. Каган Б.М. Микропроцессоры в цифровых системах / Б. М.Каган, В. В. Сташин //– М. : Энергоатомиздат, 1979, – 190 с.

78. Каган Б. М. Основы проектирования микропроцессорных устройств автоматики / Б. М.Каган, В. В. Сташин // – М. : Энергоатомиздат, 1987, – 300 с.

79. Шварце Х. Использование компьютеров в регулировании и управлении / Х. Шварце, Г. В. Хольцгрефе //– М. : Энергоатомиздат, 1990,– 172 с.

80. Фритч В. Применение микропроцессоров в системах управления / В. Фритч // – М.: Мир, 1984, – 463 с.

81. Клингман Э. Проектирование специализированных микропроцессорных систем / Э. Клингман // – М. : Мир, 1985. – 361 с.

82. Васильев В. И. Формирование рациональных воздействий для управления предохранительным торможением шахтных подъемных установок / В. И. Васильев // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2002. – Вип. 68. – С. 96-100.

83. Васильев В. И. Цифровое моделирование замкнутой системы предохранительного торможения шахтной подъемной установки / В. И. Васильев // Тез. допов. науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фізико-технічного факультету Сумського державного університету – 15-26 квітня 2002 р.: – Суми: СумДУ. – 2002. – С. 36.

84. Васильев В. И. Устройство автоматически регулируемого предохранительного торможения АРПТ / В. И. Васильев // Труды I-й конференции молодых ученых и специалистов института “Гипроуглеавтоматизация” с участием других организаций ВПО “Союзуглеавтоматика” “Научно-техническое творчество молодежи – прогрессу в автоматизации угольной промышленности” – М : 05.02.81. №2189/1 – Деп. в ЦНИЭИуголь – Ук // Общеотраслевые вопросы, №1, 1982.

85. Васильев В. И. Применение нелинейных фильтров в системе управления предохранительным торможением подъемных установок / В. И. Васильев, Л. А. Козьякова, Е. И. Алтухов // Вестн. Киев. политехн. ин-та. Горная электромеханика и автоматика. - К.: 1984. – Вып. 15. – С. 13 – 15.

86. А.с. № 1296500 (СССР) Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины / Чермалых В. М., Васильев В. И., Матвиенко Н. П. // Открытия. Изобретения. - 1987. Бюл. № 10.

87. Васильев В. И. Регуляторы давления для систем регулируемого предохранительного торможения / В. И. Васильев, Н. П. Матвиенко // Механизация и автоматизация производства., 1990, № 11.– С. 25-27.

88. А. с. № 1680614 СССР, МКИ В 66 В 1/32 5/00 / Устройство для управления приводом тормоза шахтной подъемной машины / Чермалых В. М., Васильев В. И., Матвиенко Н. П. // Открытия. Изобретения. - 1991. Бюл. № 36.

89. Архангельский В. И. Системы фаззи-управления / В. И. Архангельский, И. Н. Богаенко, Г. Г. Грабовский, Н. А. Рюмшин // –К.: Техника, 1997, – 208 с.

90. Козаченко В. Основные тенденции развития встроенных систем управления двигателями и требования к микроконтроллерам / В. Козаченко // – URL: <http://www.chipinfo.ru/literature/chipnews/199901/2.html>

91. Клюев А. С., Колесников А. А. Оптимизация автоматических систем управления по быстродействию / А. С. Клюев, А. А. Колесников // – М. : Энергоиздат, 1982, – 240 с.

92. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс / Б. Банди // – М.: Радио и связь, 1988, –126 с.
93. Viljamaa, Pauli. Fuzzy gain scheduling and tuning of multivariable fuzzy control: Methods of fuzzy computing in control systems. DrTech, Tampereen teknillinen korkeakoulu (Finland), 2000, 189 pages.
94. Han, Zhixiu. Fuzzy control system design based on fuzzy dynamic models. PhD, University of New South Wales (Australia), 2000.
95. Pandey, Sireesh Kumar. Control algorithms with fuzzy tuner for dynamic control systems. DrInz Politechnika Wroclawska (Poland), 2001, 181 pages.
96. Литягин В. Ф. Построение системы управления предохранительным торможением ШПМ с многоступенчатым дисковым тормозом / В. Ф. Литягин, В. И. Васильев // Уголь Украины – 1989. – № 7. – С. 23 – 24.
97. А. с. № 1703598 СССР, МКИ В 66 В 1/32 / Устройство для управления тормозом шахтной подъемной машины / Кащич А. М., Васильев В. И. // Открытия. Изобретения. - 1992. Бюл. № 1.
98. Васильев В. И. Компьютерное моделирование предохранительного торможения шахтной подъемной установки / В. И. Васильев // АСУ и приборы автоматики: Всеукр. межвед. н.-техн. сб. – 2002. – Вып. 121. – С. 48-51.
99. Васильев В. И. Выбор рациональных законов управления методом цифрового моделирования / В. И. Васильев // Сб. научных трудов по материалам 8-й Международной научной конференции “Теория и техника передачи, приема и обработки информации” “ИИСТ-2002” – 17-19 сентября 2002 г.:– Харьков: ХНУРЭ, 2002. – С. 429-431.
100. Курдин В. Н. Автоматическое управление шахтными подъемными установками в рабочих и аварийных режимах: / В. Н. Курдин // : Автореф. дисс. ...канд. техн. наук. 05.13.07 / Свердлов. горн. ин-т. – Свердловск, 1981. – 26 с.
101. Гудзь Ю. В. Унифицированная система управления скиповыми шахтными подъемными установками : / Ю. В. Гудзь // : Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. 05.13.07 / КПИ – К., 1984. –16 с.

102. Чебаненко К. И. Исследование процессов торможения шахтных наклонных подъемных установок : / К. И. Чебаненко // : Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Донецк, 1969.

103. Сиденко А. Ф. Аппаратура управления тормозными приводами шахтных подъемных машин / А. Ф. Сиденко, А. П. Солоха, Б. С. Роженцов // – М. : Недра, 1974. – 226 с.

104. Стороженко М. А. Аппаратура управления и контроля рудничными подъемными установками / М. А. Стороженко, А. Ф. Кирей, А. К. Маслий // – М. : Недра, 1980.

105. Беликов Н. Л. Устройство для предотвращения набегания подъемного сосуда на канат / Н. Л. Беликов, В. Н. Литвинов, Л. Г. Маломуд // – Уголь Украины, 1983, № 5. – С. 26-27.

106. Шатило А. Н. Теоретические основы предохранительного торможения шахтных неуравновешенных подъемных установок / А. Н. Шатило // В сб. “Эксплуатация шахтных стационарных установок”. – Пермь, 1978. – С. 74-82.

107. А. с. № 971770 СССР, МКИ В 66 В 1/28 / Устройство для управления наклонной шахтной подъемной установкой / Чермалых В. М. // Открытия. Изобретения. - 1982. Бюл. № 41.

108. Калашников Ю. Т. Электрооборудование шахтных подъемных машин / Ю. Т. Калашников, В. Е. Католиков, Г. И. Шпильберг, М. М. Кошевой, В. П. Овсянников, М. Д. Таранов, Т. А. Дымшиц // – М. : Недра, 1986, – 284 с.

109. Гальперин И. Я. Модернизация электропривода и автоматизация шахтных подъемных установок / И. Я. Гальперин, В. Р. Бежок // – М. : Недра, 1984, – 220 с.

110. Чермалых В. М. Многоканальная система оптимального управления / В. М. Чермалых, Н. Ю. Борисюк, А. В. Чермалых // Вестн. Киев. политехн. ин-та. Горная электромеханика и автоматика., К., 1982, вып. 13. – С. 3 – 6.

111. Чермалых В. М. Оптимизация кинематического и динамического режимов функционирования высокоскоростных подъемных установок / В. М.

Чермалых, Ю. В. Гудзь, Б. Л. Тышевич // Вестн. Киев. политехн. ин-та. Горная электромеханика и автоматика., К., 1991, вып. 22. – С. 3 – 7.

112. Слежановский О. В. Системы подчиненного регулирования электроприводов переменного тока с вентильными преобразователями / О. В. Слежановский, Л. Х. Дацковский, И. С. Кузнецов, Е. Д. Лебедев, Л. М. Тарасенко // – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 256 с.

113. Bauer P., Nouak S., Winkler R. A brief course in Fuzzy Logic and Fuzzy Control / Peter Bauer, Stephan Nouak, Roman Winkler // – 1996.

114. Потураев В. Н. Анализ динамики механических систем на аналоговых ЭВМ / В. Н. Потураев, В. И. Белобров, Е. И. Михайличенко // – К.:Вища школа, 1989. – 151 с.

115. Шатило А. Н. Эффективность защиты рудничных подъемных установок / А. Н. Шатило // Безопасность труда в промышленности – 1984. №1. – С. 61–63.

116. Пыжов В. М. Разработка и исследование оптимальной по динамичности системы автоматического управления шахтной клетевой подъемной установкой с асинхронным приводом : / В. М. Пыжов // : Автореф. дисс. ...канд. техн. наук. 05.13.07– К., 1982. –14 с.

117. Найденко И. С. Шахтные многоканатные подъемные установки / И. С. Найденко, В. Д. Белый // – 2-е изд., перераб. И доп. – М. : Недра, 1979. – 392 с.

118. Димашко А. Д. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины / А. Д. Димашко, И. Я. Гершиков, А. А. Кривневич //: Справочник – М. : Недра, 1973. – 364 с.

119. Песвианидзе А. В. Расчет шахтных подъемных установок / А. В. Песвианидзе //– М. : Недра, 1992. – 250 с.

120. Картышев Н. С. Тормозные устройства ШПМ / Н. С. Картышев // – М. : Недра, 1968.

121. Иванов В. А. Теория оптимальных систем автоматического управления / В. А. Иванов, Н. В. Фалдин // – М. : Наука, 1981. – 336 с.

122. Баторин А. А. Цифровые системы управления электроприводами / А. А. Баторин, П. Г. Дашевский, В. Д. Лебедев // – Л.: Энергия., 1977, - 256 с.
123. Черноусько Ф. Л. Управление колебаниями / Ф. Л. Черноусько, Л. Д. Акуленко, В. Н. Соколов //– М. : Наука, 1980, – 384 с.
124. Вершинин О. Е. Применение микропроцессоров для автоматизации технологических процессов / О. Е. Вершинин // – Л. : Энергоатомиздат, 1986,– 206 с.
125. Файнштейн В. Г. Микропроцессорные системы управления с тиристорными электроприводами / В. Г. Файнштейн, Э. Г. Файнштейн //– М. : Энергоатомиздат, 1986,– 238 с.
126. Мирский Г. Я. Микропроцессоры в измерительных приборах / Г. Я. Мирский //– М. : Радио и связь, 1984. – 160 с.
127. Мелик-Шахназаров А. М. Измерительные приборы со встроенными микропроцессорами / А. М. Мелик-Шахназаров, М. Г. Маркатун, В. А. Дмитриев //– М. : Энергоатомиздат, 1985. – 238 с.
128. Гутников В. С. Интегральная электроника в измерительных устройствах / В. С. Гутников // – Л. : Энергоатомиздат, 1988. – 302 с.
129. Алексенко А. Г. Применение прецизионных аналоговых ИС / А. Г. Алексенко, Е. А. Коломбет, Г. И. Стародуб //– М., Советское радио, 1980. – 221 с.
130. Аладьев В. З. Вычислительные задачи на персональном компьютере / В. З. Аладьев, Н. А. Гершгорн // – К. : Техника, 1991. – 245 с.
131. Дьяконов В. П. Справочник по алгоритмам и программам на языке Бейсик для персональных ЭВМ / В. П. Дьяконов // – М. : Наука, 1989. – 239 с.
132. Семчук Л. В. Вплив нестационарних режимів роботи шахтних підймальних установок на навантаження елементів конструкцій: / Л. В. Семчук // : Автореф. дисс. ...канд. техн. наук. 05.02.09 / НУ „Львівська політехніка” – Львів, 2008. – 22 с.
133. Васильев В. И. Пути снижения динамических нагрузок в канатах шахтных подъемных установок системами автоматически регулируемого

предохранительного торможения / В. И. Васильев // Стальные канаты: Сб. науч. тр. / МАИСК. – Одесса: “Астропринт”, 2010, №8. – С. 18-29.

134. Васильев В. И. Компьютерное исследование динамики остановки ШПУ при предохранительном торможении / В. И. Васильев // Вісник Сум ДУ. Серія Технічні науки, 2011, №1 – С. 84-88.

135. Васильев В.И. Компенсация нелинейной петлевой инерционности для систем предохранительного торможения шахтных подъемных установок / В. И. Васильев // Вісник Національного технічного університету України “КПІ”. Серія – Радіотехніка. Радіоапаратобудування, 2012. – вип. 48. – С. 126-133.

## ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

### П.1.1. Подъемная машина ЦШ4-4 односкипового подъема (рис. П1.а).

Высота подъема с учетом высоты приемной площадки .....1064 м (879 м).

Вес поднимаемого полезного груза.....15000 кГ.

Вес скипа, включая подвесные приспособления.....16500 кГ.

Вес противовеса.....24000 кГ.

Максимальное статическое натяжение канатов.....80000 кГ.

Коэффициент статических натяжений.....1,17

Максимальная разность статических натяжений.....25000 кГ.

#### *Данные канатов*

##### *Головной канат:*

Тип.....канат 42.0-Г-ИСС-ЛН 160 ГОСТ 7668-69

Количество.....4

Диаметр .....42 мм.

Погонный вес одного каната .....6,75 кГ/м

Разрывное усилие одного каната .....109000 кГ

##### *Хвостовой (уравновешивающий) канат:*

Тип .....канат 58.5-Г-ИСС-140 ГОСТ 7668-69

Количество .....2

Сечение.....13,145 см<sup>2</sup>

Погонный вес одного каната .....13 кГ/м.

#### *Данные кинематики подъема*

Максимальная скорость подъема.....11,7 м/с

Диаметр шкива трения.....4000 мм.

Диаметр отклоняющего шкива .....3000 мм

Расстояние между осями подъемных сосудов.....2030 мм.

Расчетный коэффициент трения каната о футеровку.....0,25

Угол охвата канатов .....	$\alpha = 188^\circ$
Маховой момент инерции подъемной машины (без редуктора, отклоняющего шкива и электродвигателя).....	$320 \text{ тм}^2$
Маховой момент инерции отклоняющего шкива.....	$45 \text{ тм}^2$
Маховой момент инерции ротора подъемного двигателя.....	$35,2 \text{ тм}^2$
Полный тормозной момент.....	$75 \text{ тм}$
Диаметр тормозного поля.....	$4230 \text{ мм}$
Расчетный коэффициент трения.....	$0,3$

*Расчетные соотношения для исследований:*

Полный вес груженого скипа принимаем:  $15 + 16,5 = 31,5 \text{ т}$

Вес противовеса:  $24 \text{ т}$

Погонный вес четырех головных канатов:  $6,75 * 4 = 27 \text{ кГ/м}$

Погонный вес двух уравнивающих канатов:  $13 * 2 = 26 \text{ кГ/м}$

Приведенный вес ведущего шкива:  $320/4^2 = 20 \text{ т}$

Приведенный вес отклоняющего шкива:  $45/3^2 = 5 \text{ т}$

Приведенный вес ротора подъемного двигателя:  $Gd^2/D^2 = 35,2/4^2 = 2,2 \text{ т}$

Приведенный вес движущихся частей подъемной установки при подъеме противовеса:

$$\Sigma G_1 = G_{\text{СК}} + G_{\text{ПВ}} + G_{\text{ГК}} + G_{\text{УК}} + G_{\text{ОШ}} + G_{\text{Р}} = 16,5 + 24 + 23,9 + 22,9 + 20 + 5 + 2,2 = 114,5 \text{ т}$$

При подъеме груза:  $\Sigma G_2 = 129,5 \text{ т}$ .

Сосредоточенная масса  $m_1$ , приведенная к диаметру навивки:

$$m_1 = G_{\text{ВШ}} + G_{\text{ОШ}} + G_{\text{ПВ}} + m_{\text{К2}} + G_{\text{Р}} = 20 + 5 + 24 + 0,92 + 2,2 = 52,11 \text{ т}$$

Сосредоточенная масса  $m_2$ , приведенная к диаметру навивки:

$$m_2 = G_{\text{СК}} + m_{\text{К1}} = 17 \text{ т}$$

Сосредоточенная масса головных и уравнивающих канатов  $m_{\text{К1}}$  и  $m_{\text{К2}}$ :

$$m_{\text{К1}} + m_{\text{К2}} = 23,139 + 21,19 = 44,329 \text{ т}$$

Суммарная масса всей упругой системы:  $\Sigma m_0 = m_1 + m_2 + m_{\text{К1}} + m_{\text{К2}} = 113,4 \text{ т}$ .

**П.1.2. Подъемная машина 1-3-2у наклонного грузового подъема (рис. П1.б)**

Длина откатки .....1050 м.

Концевая нагрузка .....6 вагонеток УВГ-14

Масса груза – 1800 кГ, масса вагонетки 654 кГ.

Угол наклона трассы .....от 15°- до 23°

Скорость подъема .....4,71 м/с

Диаметр барабана подъемной машины, D .....3000 мм.

Момент инерции подъемного двигателя,  $GD^2$  .....0,78 тм<sup>2</sup>.

Маховой момент на тихоходном валу редуктора .....29,5 тм<sup>2</sup>.

Передаточное число редуктора, I .....20

Полный вес 6-ти груженых вагонеток .....14724 кГ

Полный вес каната 3,39\*1000 .....3390 кГ

Приведенный к барабану вес редуктора 29500/9.....3277 кГ

Приведенный к барабану вес ротора двигателя

$$Gd^2i^2/D^2=780*400.9=34670 \text{ кГ}$$

Вес барабана.....10000 кГ

Приведенный к барабану вес движущихся частей:

$$G_{\text{пр}}=G_{\text{гр}}+G_{\text{ваг}}+G_{\text{кан}}+G_{\text{бар}}+G_{\text{ред}}+G_{\text{двиг}}=14724+3390+10000+34670+3277= 66061 \text{ кГ}$$

Момент статический на валу барабана:

$$M_{\text{см}}=GD\sin \alpha /2=14724*3 \sin 20^\circ=7553,8 \text{ кГм}$$

Статическая нагрузка:

$$F_{\text{см}}=2M_{\text{см}}/D=5035,87 \text{ кГ}$$

Полное (максимальное) тормозное усилие:  $3F_{\text{см}}=15107,6 \text{ кГ}$

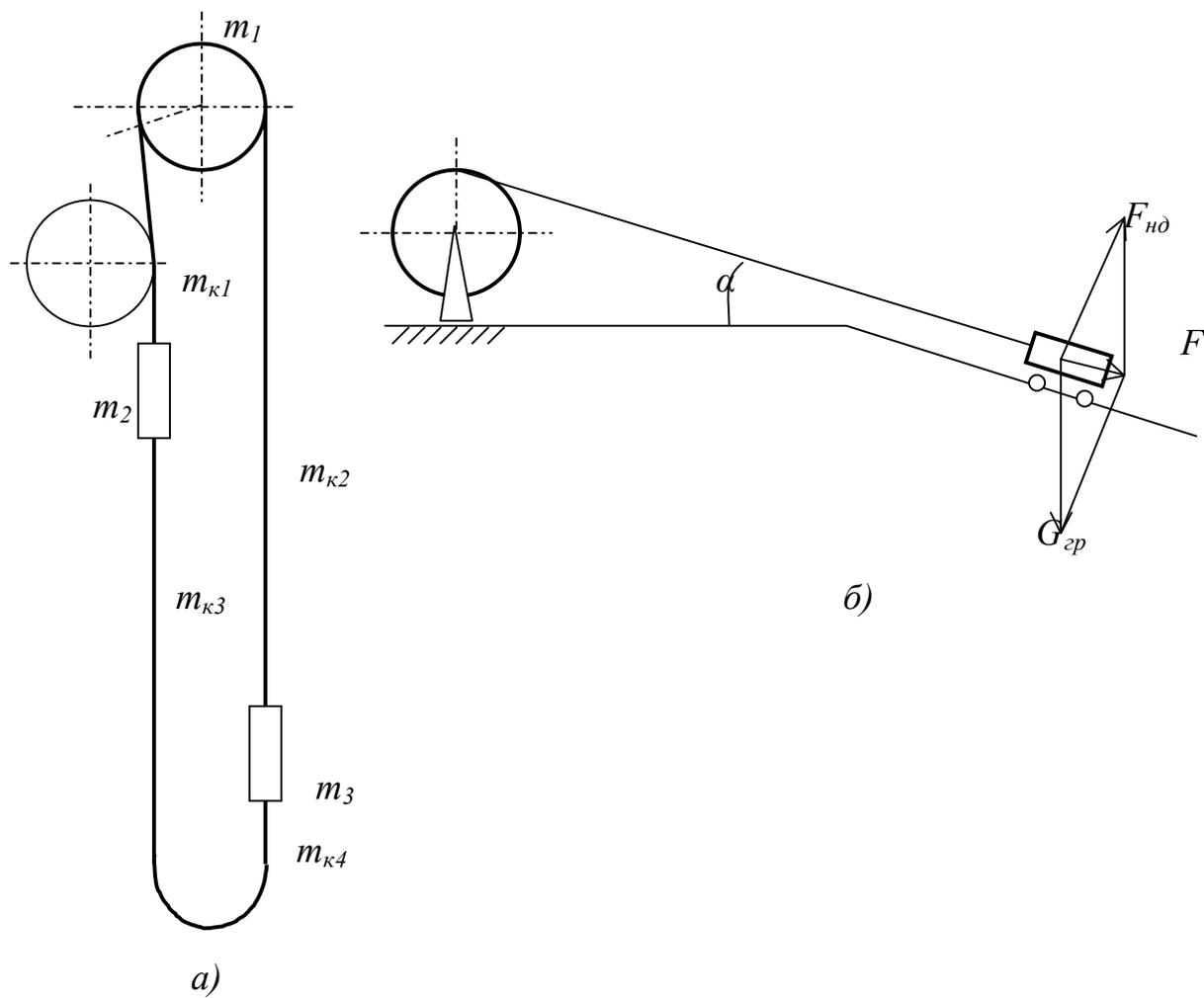


Рисунок П1- Расчетные схемы подъемных установок: а) ЦШ4-4 и б) 1-3-2у

**АКТ**

об использовании результатов кандидатской диссертационной работы

**УТВЕРЖДАЮ**

Директор ООО НПО

"Красный металлист"

А.И.Спицкий



12 2010 г.

## **АКТ**

об использовании результатов кандидатской диссертационной работы  
**Васильева Владимира Ивановича**

Комиссия в составе:

**Белоножко Виктор Петрович** – зам. директора по научной работе ООО НПО "Красный металлист", канд. техн. наук, председатель.

**Чермалых Валентин Михайлович** – профессор кафедры автоматизации управления электротехническими комплексами НТУУ "КПИ", докт. техн. наук, член комиссии.

**Нестерчук Геннадий Михайлович** – ведущий научный сотрудник НТО ООО НПО "Красный металлист", канд. техн. наук, член комиссии.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы "**Обоснование рациональных динамических параметров предохранительного торможения шахтных подъемных установок**", выполненной на кафедре автоматизации управления электротехническими комплексами Национального технического университета Украины "КПИ" и представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук использованы в научно-исследовательской и проектно-конструкторской деятельности ООО НПО "Красный металлист" при разработках и внедрении в серийное производство аппаратуры управления и защиты шахтных подъемных установок (ШПУ).

1. Теоретические и экспериментальные исследования, разработка структуры, рациональных алгоритмов и технических решений систем автоматически регулируемого предохранительного торможения (АРПТ) одностороннего действия для ШПУ производства ПО Донецкгормаш и НКМЗ, реализация их в опытных образцах, участие в проведении промышленных испытаний, доработка систем по рекомендациям МВК для внедрения в серийное производство. В частности:

- введение зоны нечувствительности в закон регулирования предохранительным тормозом для улучшения помехоустойчивости от влияния низкочастотных амплитуд упругих сил канатов и ее натурные испытания на опытном образце

- одноконцевой ШПУ 1-3-2У с радиальным тормозом на шахте “Бутовка-Донецкая” ПО Донецкуголь. *Акт МВК о внедрении в серийное производство, декабрь 1981 г.*
- способ регулирования тормозного момента в функции интеграла заданного замедления – заданной скорости (а. с. СССР № 1296500) и его натурные испытания на серийных образцах:
  - одноконцевой ШПУ производства НКМЗ МПУ-5-2Д с радиальным тормозом на шахте “Свердловская” ПО Свердловскантрацит. *Акт внедрения, декабрь 1986 г.*;
  - подъемной установке ЦШ4-4РП с радиальным тормозом на шахте “Северопесчанская” Богословского р/у ПО Уралруда. *Акт внедрения результатов диссертационной работы, октябрь 1988г.*;
  - проходческой машине Никельского участка ШСУ-1 треста “Кривбассшахтопроходка” ГМК “Печенганикель”. *Акт внедрения, апрель 1989г.*;
- методика выбора времени квантования измерения замедления, реализация ее в системе и способа наложения дисковых модулей, проведение натурных испытаний
  - на ШПУ ЦШ4-4Д с восьмиступенчатым дисковым тормозом ш/у им. 9-й Пятилетки ПО Советскуголь. *Акт внедрения, март 1989 г.*

2. Проведение НИР, разработка и утверждение технического задания на комплекс управления рабочим торможением КРТ с регулятором высокого давления РДУЗ-3, структуры, алгоритмов, технических решений и документации, проведение испытаний

- на подъемной установке ЦШ4-4Д с дисковым тормозом ш/у им. 9-й Пятилетки ПО Советскуголь. *Акт внедрения, март 1989 г.*

3. Разработка структуры, технических решений, реализация в технической документации, проведение промышленных испытаний и участие в МВК по внедрению в серийное производство аппаратуры избирательного предохранительного торможения (АИПТ) для ШПУ с малым коэффициентом массивности, производства ПО Донецкгормаш

- на вертикальной ШПУ МПБ 3,15-1,6-1,6 шахты “Родина” ПО Первомайскуголь. *Акт МВК о внедрении в серийное производство, июнь 1992 г.*

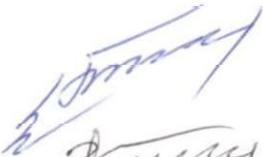
4. Планируется использование ряда результатов диссертационной работы Васильева В.И., направленных на повышение безопасности и надежности предохранительного торможения путем снижения динамических нагрузок в ШПУ, которые будут реализованы при разработке систем АРПТ двухстороннего действия и при модернизации существующей аппаратуры, в частности:

- идея и алгоритмы компьютеризированной самонастраивающейся (адаптивной) системы предохранительного торможения с рациональными ограничениями замедления и рывка для снижения динамических нагрузок (а. с. СССР № 1447743, № 1680614);
- способ дискретного управления приводом тормоза для систем рабочего и АРПТ двухстороннего действия (а. с. СССР № 1715705).

Результаты исследований, разработок, внедрение их в серийное производство Васильевым В.И. и при его участии прошли апробацию на шести научно-технических конференциях и опубликованы в семнадцати печатных работах. В том числе, пять – авторские свидетельства на изобретения.

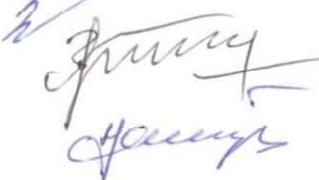
Использование указанных результатов позволило повысить точность замедления при автоматически регулируемом предохранительном торможении одностороннего действия не менее чем на 20% и быстродействие не менее чем в два раза. Кроме того, за счет снижения динамических нагрузок в ШПУ путем рационального регулирования тормозом ожидается повышение точности, безопасности и надежности, что увеличит ресурс работы оборудования ШПУ и уменьшит эксплуатационные расходы.

Председатель комиссии



Белоножко В.П.

Члены комиссии:



Чермалых В.М.



Нестерчук Г.М.