

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

Чебан Андрей Анатольевич

УДК 629.33+629.062

**Повышение эффективности антиблокировочной системы для
транспортных средств категорий М₃ и N₃**

Специальность 05.22.02 – автомобили и тракторы

Д и с с е р т а ц и я

на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель

Рыжих Леонид Александрович

кандидат технических наук, профессор

Харьков - 2011

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	4
ВВЕДЕНИЕ	5
РАЗДЕЛ 1	
СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	12
1.1. АБС как основа активной безопасности автотранспортных средств	12
1.2. Основные критерии эффективности антиблокировочных систем	20
1.3. Анализ эффективности существующих АБС	21
1.4. Анализ конструкций пневматических модуляторов антиблокировочных систем	25
1.5. Анализ исследований рабочих процессов антиблокировочных систем	37
1.6. Цель и задачи исследования	41
РАЗДЕЛ 2	
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА, ОБОРУДОВАННОГО ПНЕВМАТИЧЕСКИМ МОДУЛЯТОРОМ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ	42
2.1. Методика расчета расхода воздуха в приводе при работе АБС	43
2.2. Математическая модель контура рабочей тормозной системы с модулятором АБС прямого действия	50
2.2.1 Анализ структурных элементов пневматического модулятора АБС прямого действия	52
2.2.2 Математическое описание и моделирование контура рабочей тормозной системы с АБС	56
2.2.3 Граничное движение колеса в тормозном режиме	61
2.3 Моделирование $\phi - S$ кривой	63
2.4 Моделирование тормозного механизма	66
2.5 Моделирование качения колеса на стенде с инерционным барабаном	67
2.6 Реализация математической модели	68
Выводы по разделу	74

РАЗДЕЛ 3	
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО МОДУЛЯТОРА ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ И СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АБС	75
3.1. Синтез конструкции пневматического модулятора АБС	75
3.2. Выбор параметров и характеристики шагового электродвигателя	79
3.3. Выбор алгоритма работы АБС	86
3.4. Описание конструкции исследуемого привода	95
Выводы по разделу	100
РАЗДЕЛ 4	
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ КОНТУРА РАБОЧЕЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ С РАЗРАБОТАННОЙ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМОЙ	101
4.1. Программа экспериментального исследования	101
4.1.1 Оборудование для экспериментального исследования	102
4.2 Планирование эксперимента и результаты исследования контура рабочей тормозной системы с АБС	112
4.3 Оценка эффективности разработанной АБС	128
4.4 Исследование влияния перераспределения вертикальной нагрузки на работу АБС	138
4.5. Сравнительные испытания с существующими аналогами	141
Выводы по разделу	147
ВЫВОДЫ	149
Приложение А	150
Приложение Б	157
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	159

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

АБС -	Антиблокировочная система
АТС -	Автотранспортное средство
АЦП -	Аналого-цифровой преобразователь
ВВП -	Внутренний валовой продукт
ДТП -	Дорожно-транспортное происшествие
ДЧВК -	Датчик частоты вращения колеса
ЕС -	Европейский союз
ЕЭК -	Европейская экономическая комиссия
ООН -	Организация объединенных наций
ПБС -	Противопробуксовочная система
СНГ -	Содружество независимых государств
ТС -	Тормозная система
ПТП -	Пневматический тормозной привод
ШЭД -	Шаговый электродвигатель
ЭБУ -	Электронный блок управления
EBV -	Система регулирования тормозных сил с электронным управлением
ESC -	Система контроля устойчивости

ВВЕДЕНИЕ

Непрерывный рост численности автомобильного парка, повышение динамичности выпускаемых автомобилей предъявляют все более высокие требования к тормозным свойствам АТС, в значительной степени определяющих активную безопасность движения. Рабочая тормозная система современных автомобилей и автопоездов в случае экстренного торможения должна в любых дорожных условиях обеспечивать получение минимального тормозного пути при одновременном сохранении устойчивости и управляемости транспортного средства. Потеря устойчивости и управляемости при торможении чаще всего наблюдается в случае блокирования затормаживаемых колес, когда они практически теряют способность противостоять боковым возмущающим силам.

Блокирование колес в большинстве случаев представляет опасность при торможении на скользких дорогах, где это явление часто приводит к возникновению ДТП [1,2]. Эффективность автомобильных тормозных систем в настоящее время возросла настолько, что блокирование затормаживаемых колес со всеми вытекающими последствиями наблюдается также и на дорогах с высоким коэффициентом сцепления [1]. В Украине количество ДТП при торможении на скользких дорогах в среднем составляет около 16%, в неблагоприятные периоды года оно достигает 20-40% [1]. ДТП, как известно, могут сопровождаться серьезными материальными и людскими потерями. Как свидетельствует европейский опыт [2] гибель одного человека в ДТП причиняет, убыток в, один миллион евро. Поэтому все мероприятия, направленные на предотвращение гибели людей в ДТП, – рациональны. Согласно литературным данным [2] последствия от ДТП в Европейском союзе приводят к ущербу в размере 2% ВВП. В Украине ущерб от ДТП, по украинской методике расчета [2], составляет 1,4% , а по международной – 3,5% ВВП [2].

Ещё одним важным стимулом для создания и совершенствования систем активной безопасности является постоянное ужесточение национальных и международных законодательных требований и нормативов. Уже сейчас существует

около 30 Директив Европейского Союза и 25 Правил ЕЭК ООН в отношении тех или иных аспектов активной безопасности автомобиля. Согласно данным документам, например, установка антиблокировочной системы уже является обязательной для большинства категорий транспортных средств. А в странах ЕС автомобиль с отключенной или неисправной АБС считается аварийным и его эксплуатация запрещается.

Следовательно, решение проблемы повышения безопасности дорожного движения, имеет большую социальную и экономическую значимость и является одной из наиболее актуальных задач в автомобилестроении на данный момент.

Создание автоматических антиблокировочных систем, обеспечивающих высокоэффективное безблокировочное торможение колес, является одним из основных направлений совершенствования рабочей тормозной системы автомобилей и базой, на которой реализуются различные функции и их сочетания, обеспечивающие системный подход к решению проблемы повышения активной безопасности транспортных средств. АБС в настоящее время активно внедряются ведущими зарубежными фирмами (Bosch, WABCO, Knorr-Brfirse, Haldex, Bendix, Lucas Industries, AlliedSignal Truck Brake Systems и др.[3]).

С 2002 года предприятия авионики России, производят и снабжают антиблокировочными системами тормозов крупнейшие заводы автомобильной промышленности этой страны – КамАЗ, НефАЗ, ПАЗ, ЛиАЗ, «Урал». Данные системы достигли предписанного технического уровня, и получили широкое распространение. Но, не имея на рынке сбыта конкурентов, производители АБС могут диктовать свои условия, как в ценовой, так и в нормативной политике, а также в условиях эксплуатации таких транспортных средств. Использование таких систем на украинских автомобильных заводах ограничено высокой стоимостью продукта, недостаточной квалификацией инженерного персонала и, - отсутствием отечественных разработок по созданию как отдельных компонентов, так и в целом АБС.

Существуют различные схемы установки АБС на современных автомобилях, в частности и такие, когда управление торможением каждого из колес автомобиля при

участии АБС осуществляется индивидуально. В этом случае рабочая тормозная система автомобиля включает в себя: общую питающую часть, тормозной кран, определенное число отдельных контуров, совпадающее с числом колес данного автомобиля.

Принимаем, что для достижения сформулированной цели и решения соответствующих задач исследования достаточно рассмотреть процесс торможения с применением АБС одного колеса применительно к выбранному автомобилю категории N_3 и M_3 В соответствии с этим в настоящей диссертационной работе:

- теоретически и экспериментально исследован рабочий процесс контура рабочей тормозной системы отдельно взятого колеса с разработанными при участии автора электропневматическим модулятором АБС и системы управления им [3-8],
- проведены стендовые экспериментальные исследования разработанной АБС на соответствие ее международным требованиям, предусмотренным Правилами №13 ЕЭК ООН, а также ее сравнительные испытания по основным выходным характеристикам с аналогичными системами зарубежных фирм [9].

Актуальность темы. Создание безопасных транспортных средств является одной из глобальных задач мирового автомобилестроения. В данной области важнейшим направлением является развитие “интеллектуальных” технологий для систем активной безопасности транспортного средства. Особую значимость в связи с этим приобретают исследования, связанные с объективным описанием рабочих процессов тормозных систем с АБС и совершенствование на этой основе как антиблокировочных систем в целом, так и отдельных их элементов. Исследования, связанные с системами активной безопасности, имеют большое практическое значение для автомобильной промышленности Украины. Автозаводы нашей страны закупают за рубежом данные системы и компоненты к ним. Создание конкурентоспособных, надёжных конструкций АБС должно значительно повысить значимость отечественной продукции и снизить цену приобретаемых зарубежных аналогов, в связи с постоянным ужесточением международных законодательных требований к безопасности автомобиля [10]. Это позволит произведенным в нашей стране транспортным средствам без ограничений въезжать и перемещаться по

территории стран ЕС, осуществлять в них перевозку грузов и пассажиров. Приведенные положения свидетельствуют об актуальности разработки вопросов по теме представляемой диссертации.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Работа является составной частью исследований Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ) по проблеме «Безопасность дорожного движения» в соответствии с постановлением Национального совета по вопросам безопасности жизнедеятельности населения №3 от 25 декабря 1997 г. «О соответствии требованиям охраны труда, машин, транспортных средств, оборудования, которые изготавливаются в Украине» и относится к комплексным темам исследований кафедры автомобилей ХНАДУ «Системное проектирование и конструирование транспортных средств, обеспечивающих необходимую активную безопасность дорожного движения», «Теоретические и экспериментальные исследования электропневматического тормозного привода автотранспортных средств» № 0198U005036, «Разработка теоретических основ синтеза элементов электропневматического тормозного привода, объединенного с АБС», «Теоретические и экспериментальные исследования электропневматического тормозного привода автотранспортных средств, объединенного с антиблокировочной тормозной системой» № 0101U005210. Роль автора в перечисленных научно-исследовательских работах заключается в разработке, теоретическом и экспериментальном исследовании контура рабочей тормозной системы с АБС на базе электропневматического модулятора прямого действия.

Цель и задачи исследования. Целью работы является повышение эффективности антиблокировочной системы транспортных средств путем совершенствования конструкции модулятора и алгоритма управления им.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- выполнить анализ конструкций электропневматических модуляторов АБС и исследований рабочих процессов пневматического тормозного привода с АБС;
- усовершенствовать математическую модель пневматического тормозного привода с АБС, что позволит учитывать расход воздуха с ресивера;

- разработать конструкцию модулятора АБС прямого действия и выбрать алгоритм его работы;

- провести экспериментальные стендовые исследования разработанной АБС на базе модулятора прямого действия и выбранным алгоритмом управления.

Объект исследования – рабочий процесс пневматической тормозной системы с АБС транспортных средств.

Предмет исследования – влияние антиблокировочной системы на расход воздуха питающей части ПТП, и обеспечение качения колеса при торможении с предписанной эффективностью.

Методы исследования. Для определения состояния вопроса и постановки задач исследования использованы методы сбора, выбора и анализа информации. В теоретических исследованиях рабочих процессов контура рабочей тормозной системы с АБС применялся аналитический метод математического моделирования и численные методы решения дифференциальных уравнений. Подтверждение теоретических положений осуществлялось методом экспериментальных исследований и проведения натурного факторного эксперимента.

Научная новизна. Впервые получена рациональная взаимосвязь между шаговым электродвигателем и параметрами модулятора АБС прямого действия

Получило дальнейшее развитие исследование пневматического тормозного привода с АБС, что позволило моделировать работу АБС с модулятором прямого действия и учитывать расход с питающей части пневматического тормозного привода.

Практическое значение полученных результатов заключается в том, что разработанная методика позволяет определять выходные параметры электропневматического модулятора АБС прямого действия, при которых повышается эффективность АБС; методика расчета расхода воздуха для пневматического тормозного привода с работающей АБС позволяет определять граничное значение на расход воздуха, согласно требованиям правил №13 ЕЭК ООН и ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002.

Принятые к использованию в ОАО «Полтавский автоагрегатный завод» , ПАО «Волчанский агрегатный завод» и НВП «Элон –ТТ» методики используются при проектировании пневмоаппаратов. Практическое использование полученных результатов направлено на достижение социального эффекта и улучшения условий работы водителя, снижения количества дорожно-транспортных происшествий и повышения активной безопасности транспортных средств в целом.

Личный вклад соискателя. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, которые выносятся на защиту, получены автором самостоятельно. Автору принадлежат: результаты анализа существующих конструкций модуляторов и датчиков обратной связи анитблокировочных систем автотранспортных средств [3, 6]; математическая модель контура рабочей тормозной системы с АБС, за счет которой решены совместно уравнения электро- и газовой динамики [5, 7, 8] методика определения параметров электропневматического модулятора АБС прямого действия с ШЭД [5]; методика расчета расхода воздуха для пневматического тормозного привода с работающей АБС, соответствующая требованиям Правил №13 ЕЭК ООН и ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 [4]; конструкция усовершенствованного электропневматического модулятора АБС прямого действия с ШЭД [3, 5], результаты экспериментальных исследований работы электропневматического модулятора АБС прямого действия с ШЭД [8, 9].

Апробация результатов диссертации. Диссертация обсуждена на заседании кафедры автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета и получила положительную оценку. Основные положения и результаты теоретических и экспериментальных исследований были доложены и обсуждены на:

- 54-ой международной научно-технической конференции «Безопасность конструкции автотранспортных средств» (г. Дмитров, ФГУП «НИЦИАМТ», 8.06.2006 г.)

- 62-ой международной научно-технической конференции «Перспективы развития отечественного автомобилестроения. Конструктивная

безопасность автотранспортных средств» (г. Дмитров, ФГУП «НИЦИАМТ», 05.06.2008 г.)

70...75 –й научно-технических и научно-методических сессиях Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (г. Харьков, ХНАДУ, 2006 - 2010 г.)

- XI-XII международных научно-технических конференциях «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы» (г. Севастополь, СНТУ, 2008-2009 г.)

- II международной научно-технической конференции «Современные технологии и перспективы развития автомобильного транспорта» (г. Винница, ВНТУ, 20.10.2009 г.)

Публикации. Результаты диссертации опубликованы в 8 научных работах, в том числе 7 из них – в специальных изданиях перечня ВАК Украины.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. АБС как основа активной безопасности автотранспортных средств

Безопасность является одним из важнейших эксплуатационных свойств автомобиля. Его конструктивные элементы, узлы и системы должны максимально способствовать предотвращению аварий, а в случае возникновения ДТП - снижать их последствия. Мероприятия, направленные на решение этой задачи, принято подразделять на связанные с пассивной и с активной безопасностью.

Пассивная безопасность автомобиля связана с его конструктивными особенностями, которые определяют вероятность и характер травмирования участников дорожного движения при ДТП. Мероприятия по обеспечению пассивной безопасности направлены на защиту водителя и пассажиров от тяжелых повреждений при авариях. Примерами таких технических решений являются воздушные подушки (Airbag), ремни безопасности и др. [1].

Активная безопасность автомобиля непосредственно связана с вероятностью возникновения ДТП и зависит от таких показателей, как устойчивость, управляемость, тормозная и тяговая эффективность транспортного средства.

На основании эксплуатации автомобилей и последствий ДТП, установлено, что для обеспечения надежности и недопущения ДТП используется ряд автоматических систем активной безопасности: антиблокировочные системы, система регулирования тормозных сил с электронным управлением, противобуксовочные системы, системы стабилизации автомобиля, системы регулирования дистанции между автомобилями и др. [1] (рис. 1.1).

Анализ рис.1.1 показал, что одной из главных тенденций развития современного автомобилестроения является стремление производителей значительно повысить уровень активной безопасности транспортных средств.

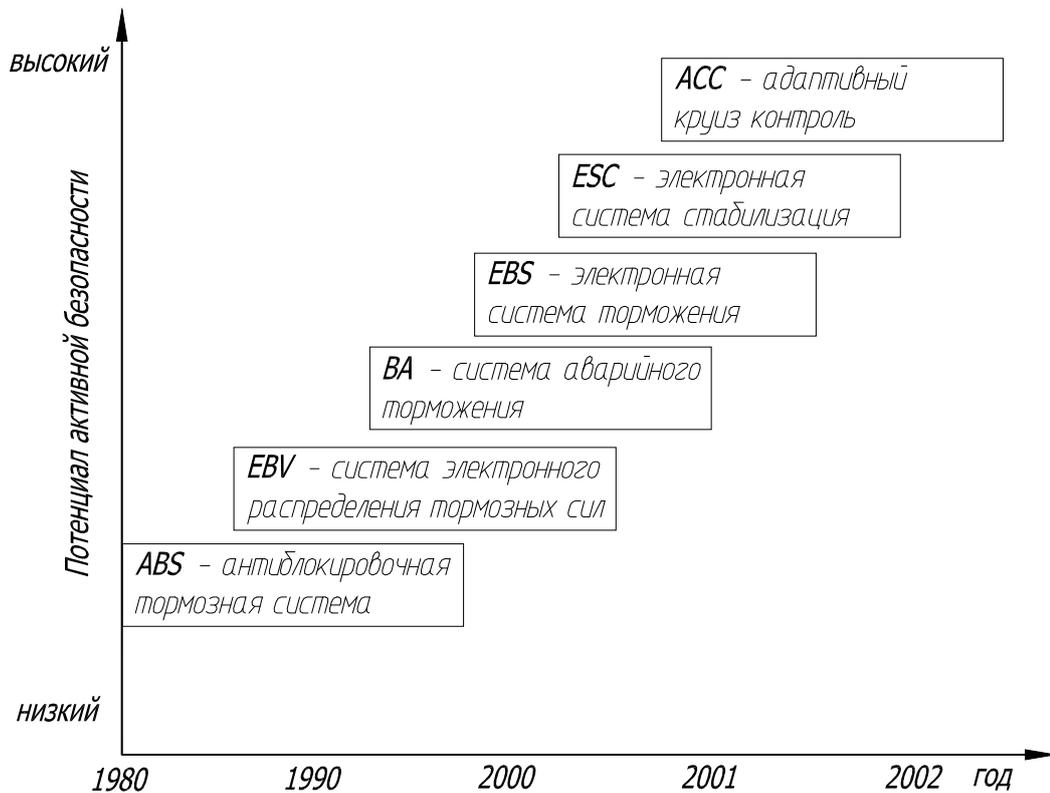


Рис. 1.1. Автоматические системы активной безопасности

Возникновение аварийной ситуации, как правило, происходит в результате возникновения конфликтной ситуации на дороге из-за неожиданного появления внешних или внутренних возмущающих факторов и невозможности предотвратить переход конфликтной ситуации в аварийную вследствие неправильной оценки человеком, как одним из участников движения, уровня риска в конфликтной ситуации и его неправильных действий, а так же при нарушении правил дорожного движения.

Предполагаем, что полная автоматизация процесса управления автомобилем позволила бы предотвращать возникновение конфликтных

ситуаций, но в настоящее время невозможно, как и в ближайшем будущем полностью исключить человеческий фактор из процесса управления не представляется возможным.

Неправильные действия водителя в условиях конфликтной ситуации могут быть связаны: 1) со слишком слабым управляющим воздействием (например, недостаточный поворот рулевого колеса, недостаточный уровень торможения, небольшое ускорение и др.); 2) со слишком сильным управляющим воздействием (например, превышение необходимого усилия на педали торможения, силы торможения, ускорения); 3) вообще с отсутствием какого-либо управляющего воздействия.

Таким образом, свойства автомобиля, определяющие его активную безопасность, должны обеспечивать максимальные возможности для водителя в его стремлении к безопасному вождению в существующих дорожных условиях.

Из анализа научной и патентной литературы [11-13] установлено, что начиная с 30-х годов ведутся работы по разработке и совершенствованию антиблокировочных систем для автомобильной промышленности, позволяющие осуществлять коррекцию управляющего воздействия водителя на тормозную систему в процессе торможения. АБС на сегодняшний день получили самое широкое распространение из существующих систем активной безопасности. Многие системы активной безопасности, связанные с тормозной системой автомобиля, построены на базе АБС и доукомплектованы дополнительными элементами, или уточняющими алгоритмами работы, позволяющими реализовать поставленную задачу.

Так, ПБС интегрируется в комплекс АБС и объединяет в себя функции антиблокировочной и противобуксовочной систем, регулирует процесс движения транспортного средства, как при блокировании так и при пробуксовке колес, и при этом построена на единой конструктивной базе (рис.1.2).

При осуществлении водителем торможения система АБС/ПБС переходит в режим антиблокировочного регулирования. В случае трогания с места и разгона на скользкой дороге, система АБС/ПБС переходит в режим противобуксовочного регулирования, осуществляя автоматическое управление двумя способами – через дифференциальный клапан путём регулирования давления модуляторами АБС в тормозных камерах, т.е. используя торможение, и перераспределением через межколёсный дифференциал крутящего момента и регулированием оборотов двигателя, ограничивая проскальзывание ведущих колёс.

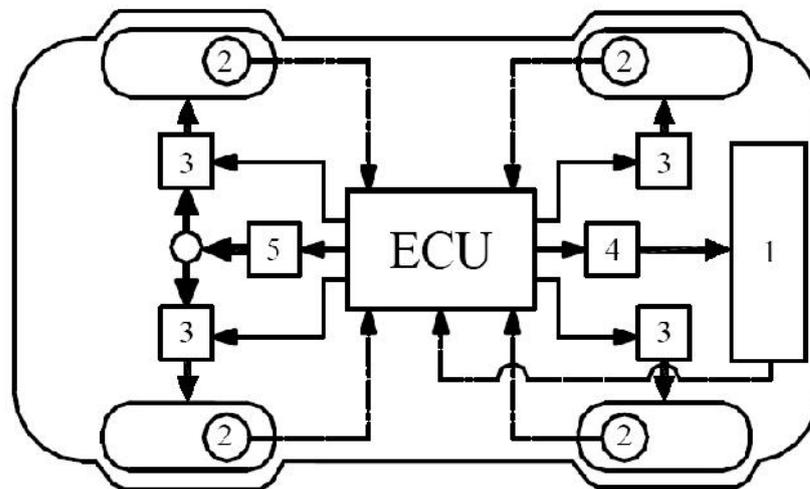


Рис. 1.2. Структура интегрированной системы АБС/ПБС:

ECU – электронный блок управления;

1 – двигатель;

2 – датчики частоты вращения колеса АБС;

3 – модуляторы тормозного давления (режимы АБС и ПБС);

4 – элементы управления режимами работы двигателя (режим ПБС);

5 – дифференциальный клапан (режим ПБС).

Система электронного контроля устойчивости (electronic stability control - ESC) учитывает как продольные, так и поперечные динамические характеристики движения транспортного средства, и имеет своей целью

обеспечение оптимальной устойчивости, управляемости и эффективности на всех режимах движения. В отличие от системы ABS/ПБС, она имеет датчики угла поворота рулевого колеса, бокового и продольного ускорения автомобиля, а также дополнительно использует подсистемы управления мощностью двигателя, корректировки углов бокового и курсового увода и др. (рис 1.3...1.4)

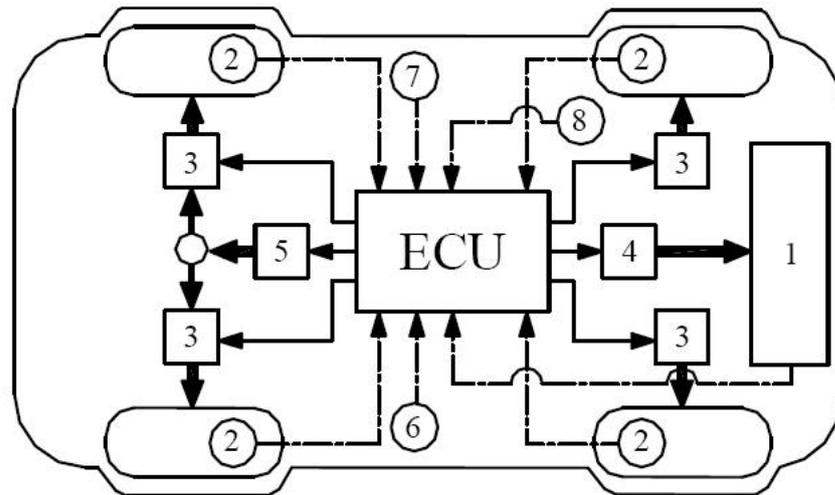


Рис. 1.3. Структура системы электронного контроля устойчивости:

ECU – электронный блок управления;

1 – двигатель;

2 - датчики частоты вращения колеса;

3 – модуляторы тормозного давления (режимы ABS и ПБС);

4 – элементы управления режимами работы двигателя (режим ПБС);

5 - дифференциальный клапан (режим ПБС);

6 – датчик поперечного ускорения;

7 – датчик вертикального ускорения;

8 – датчик угла поворота рулевого колеса.

Отличительная черта ESC состоит в учёте бокового ускорения автомобиля в процессе управления. Учёт действия боковых сил у ABS и ПБС может осуществляться лишь корректировкой основных порогов

срабатывания. В отличие от них, назначение ESC состоит в том, чтобы в случае обнаружения критической по устойчивости ситуации, независимо от режима движения автомобиля, осуществлять управление траекторией движения через тормозные воздействия на колёса (рис. 1.4).

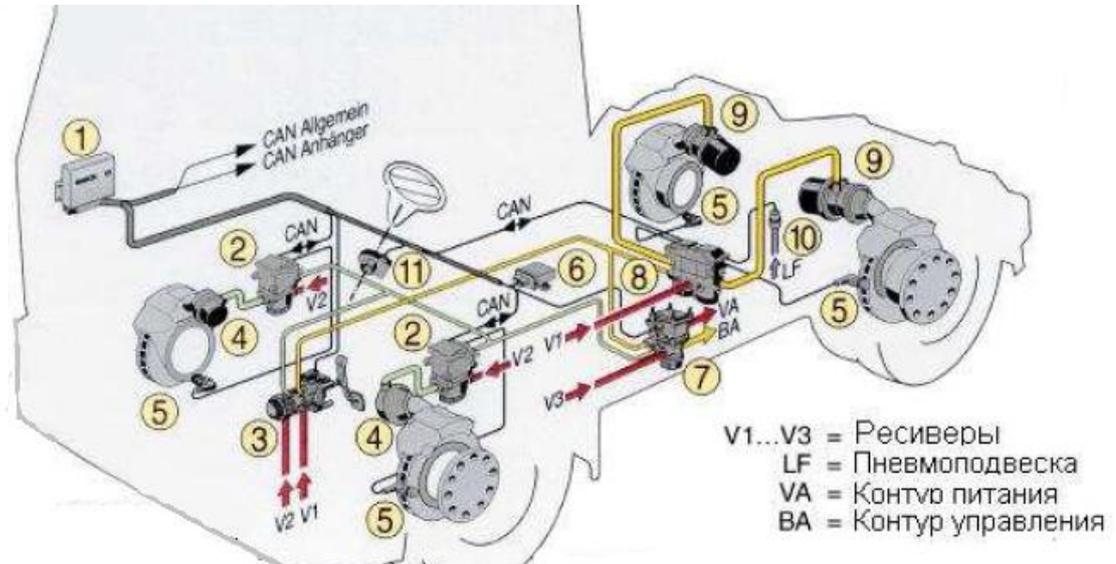


Рис. 1.4. Система электронного контроля устойчивости "Bosch":

- 1 – блок управления;
- 2 – одноканальный модулятор АБС;
- 3 - тормозной кран;
- 4 – тормозная камера;
- 5 - колесный датчик АБС;
- 6 – датчик вертикального и бокового ускорения;
- 7 - клапан управления прицепом;
- 8 – двухканальный модулятор ESC;
- 9 – тормозная камера с энергоаккумулятором;
- 10 - датчик нагрузки;
- 11 – датчик рулевого колеса.

В процессе работы система динамики движения по входным сигналам с датчиков состояния автомобиля и датчиков скорости при

помощи специальных модуляторов давления создает тормозные усилия, которые обеспечивают движение автомобиля без заноса. Но при изменении дорожных условий и возникновении блокирования одного или нескольких колес данная система не всегда может обеспечить необходимую устойчивость и управляемость. В таком случае в работу вступает АБС, компоненты которой обязательно внедрены в систему динамики движения и являются базовыми для многих других систем активной безопасности, связанных с тормозной системой.

Проанализировав существующие системы активной безопасности, можно сделать заключение о том, что основу всех систем составляют компоненты АБС, а алгоритмы АБС в той или иной мере задействуются при работе большинства система активной безопасности.

Еще одним из определяющих факторов внедрения АБС в комбинированные системы активной безопасности транспортных средств, несомненно, является введение и постоянное ужесточение международных (рис. 1.5), а также национальных (рис. 1.6) нормативных и регламентирующих документов.

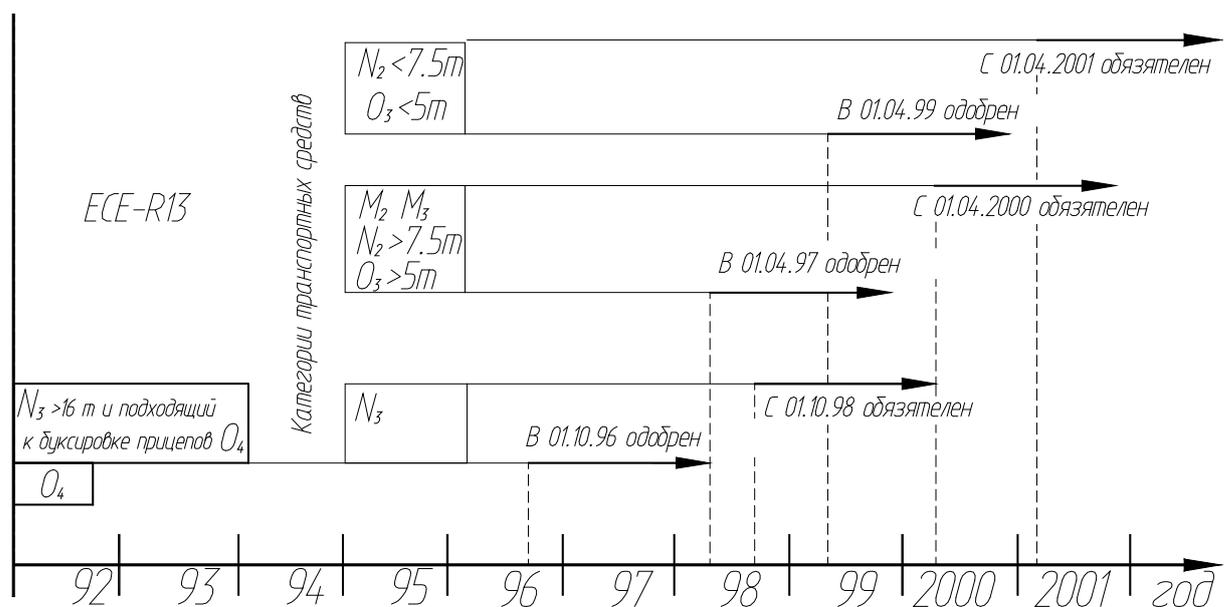


Рис. 1.5. Обязательные требования ЕЭС по комплектации и эксплуатации АТС с АБС

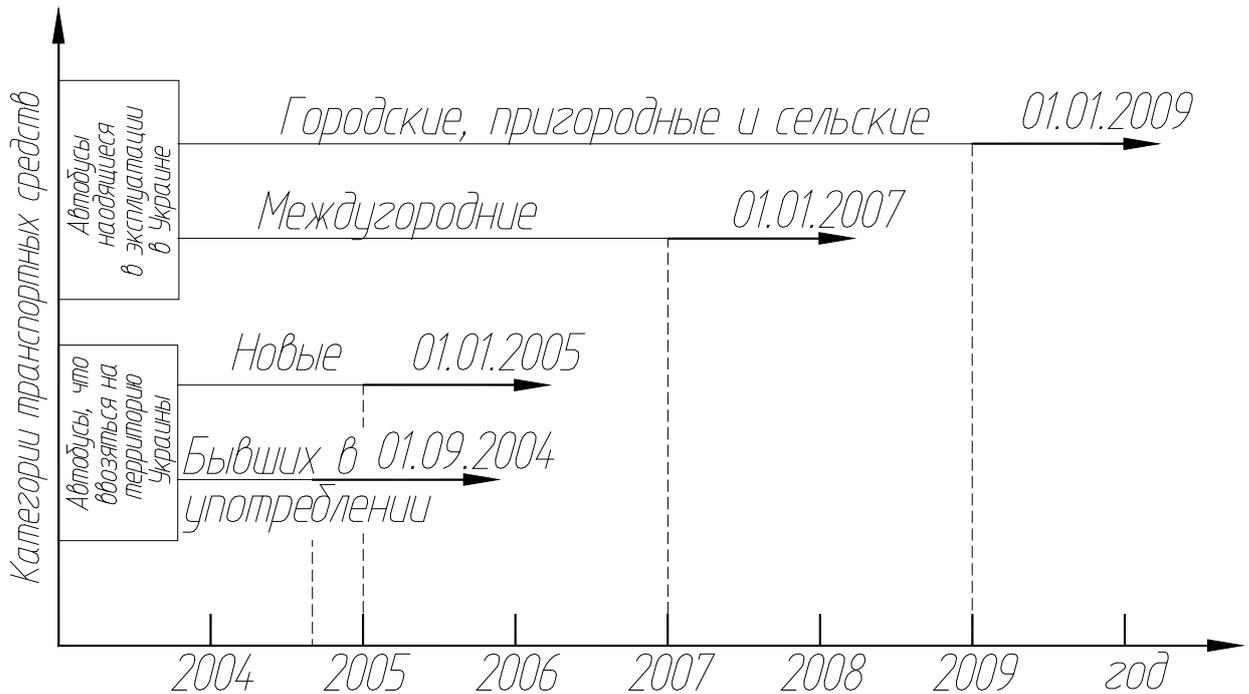


Рис. 1.6. Обязательные требования согласно приказу №8 Министра Украины от 02.2004 г., по комплектации автобусов АБС

Так, с 01.01.2009 года все автобусы, эксплуатируемые на дорогах Украины, должны быть укомплектованы или доукомплектованы антиблокировочными системами.

Таким образом, активная безопасность автотранспортных средств в настоящее время занимает приоритетное место в решении проблем повышения безопасности дорожного движения, и тем самым в снижении аварийности на дорогах Украины. При этом антиблокировочные системы являются неотъемлемой частью активной безопасности транспортных средств во всем мире. На их базе формируются другие, более сложные, системы активной безопасности.

1.2. Основные критерии оценки эффективности антиблокировочных систем

Требования к АБС как к самостоятельным конструктивным элементам автомобиля одним из первых были сформулированы проф. Х. Шеренбергом [11, 12]. Со временем они дополнялись для современных систем и могут быть объединены в две группы предписаний: нормативные и базовые.

Основным нормативным документом, предъявляющим требования к АБС на территории Украины является ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения» [10], а для АБС, в частности, Правила №13 ЕЭК ООН Приложение 13 «Предписания, касающиеся испытаний тормозных систем, оборудованных антиблокировочными устройствами» [10]. На сегодняшний день существует два нормативно предписанных условия, которые можно считать критериями определения эффективности:

- тормозные системы, оборудованные антиблокировочными устройствами, должны сохранять свою эффективность при полном приведении в действие органа управления рабочего тормоза в течение продолжительного времени. Это условие проверяется с помощью испытания, предписанного в пункте 5.1.1 приложения 13 правил №13 ЕЭК ООН. При проведении данного испытания начальный уровень энергии в резервуарах должен соответствовать величине, указанной заводом-изготовителем. Этого запаса энергии должно хватать на работу АБС при начальной скорости торможения не менее 50 км/ч на поверхности, имеющей коэффициент сцепления не более 0,3, в течение промежутка времени не менее 15 секунд, а управление непосредственно регулируемые колесами должно осуществляться антиблокировочной системой. Затем, при остановленном транспортном средстве, четыре раза подряд нажимают до

отказа на педаль рабочего тормоза. При пятом нажатии на тормозную педаль транспортное средство должно быть заторможено с эффективностью, предписанной для аварийного торможения груженого транспортного средства [10].

Вторым нормативным критерием эффективности является коэффициент реализуемого сцепления согласно п. 5.2.1 [10]. Антиблокировочная система считается удовлетворяющей требованиям, если выполняется условие:

$$e \geq 0,75, \quad (1.1)$$

где e - реализуемое сцепление, определяется как соотношение между максимальным коэффициентом торможения при включенной антиблокировочной системе (Z_{AL}) и коэффициентом сцепления (K_M) по формуле: $e = Z_{AL} / K_M$; (определяется для механического транспортного средства как в груженом, так и порожнем состоянии).

При проведении данного испытания сравнивается время торможения АТС с работающей АБС и время торможения транспортного средства при торможении на грани блокирования, с реализацией максимального коэффициента сцепления.

Таким образом, установлено, что существует большое количество требований по адаптивности и эргономике, но четких и сформулированных критериев оценки данных требований в предыдущих исследованиях не предложено.

1.3. Анализ эффективности существующих АБС

Для определения характера изменения давления в тормозной камере при работе ЭПТС в режиме АБС, были проведены экспериментальные

дорожные испытания АБС фирм «Экран» г. Борисов и «KNORR-BREMSE» в составе автобуса МАЗ-256200 рис. 1.13 [6].



Рис. 1.7. Ходовая лаборатория кафедры автомобилей ХНАДУ на базе автобуса МАЗ-256200, и общий вид измерительного комплекса ИК ИЭСА и датчиков ходовой лаборатории

Ходовая лаборатория на базе автобуса МАЗ-256200 оборудована измерительным комплексом ИК ИЭСА.

В состав испытательной аппаратуры входят:

- измерительный комплекс для исследования эксплуатационных свойств автомобиля (ИК ИЭСА);
- портативный компьютер "DELL" мод. № PP04X;
- датчик измерения скорости от «пятого колеса»;
- датчик для измерения усилия, прикладываемого к педали тормоза;
- датчики давления.

Датчик измерения скорости от «пятого колеса» состоит из зубчатого колеса, закрепленного на оси «пятого колеса», и катушки индуктивности в

корпусе, установленной неподвижно на вилке «пятого колеса». При вращении зубчатого колеса в катушке индуктивности наводится импульсная ЭДС, частота которой пропорциональна угловой скорости колеса. Частота импульсов зависит от числа зубьев зубчатого колеса (в используемом датчике – 60 зубьев).

Измерение давления воздуха в тормозных камерах производилось с помощью тензопреобразователей серии MD11-V.

В результате проведенных испытаний были получены характерные осциллограммы изменения давления в тормозном приводе при работе АБС рис. 1.8, 1.9, результаты сведены в табл. 1.1

На характерных осциллограммах рис. 1.8 и 1.9 указаны следующие величины:

$P_{\text{пер}}$ - давление в тормозной камере переднего колеса;

$P_{\text{зад}}$ - давление в тормозной камере заднего колеса;

V - скорость движения транспортного средства.

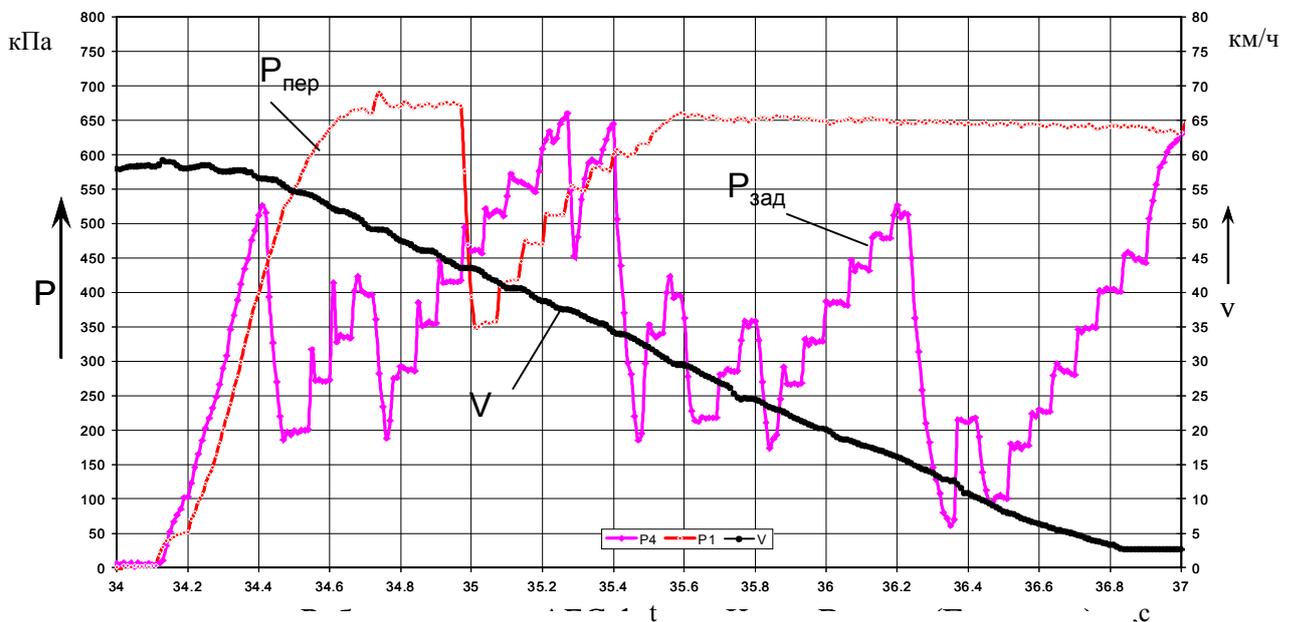


Рис. 1.8. Характерная осциллограмма изменения давления в тормозном приводе при работе АБС фирмы «KNORR-BREMSE» автобуса МА3-256200.

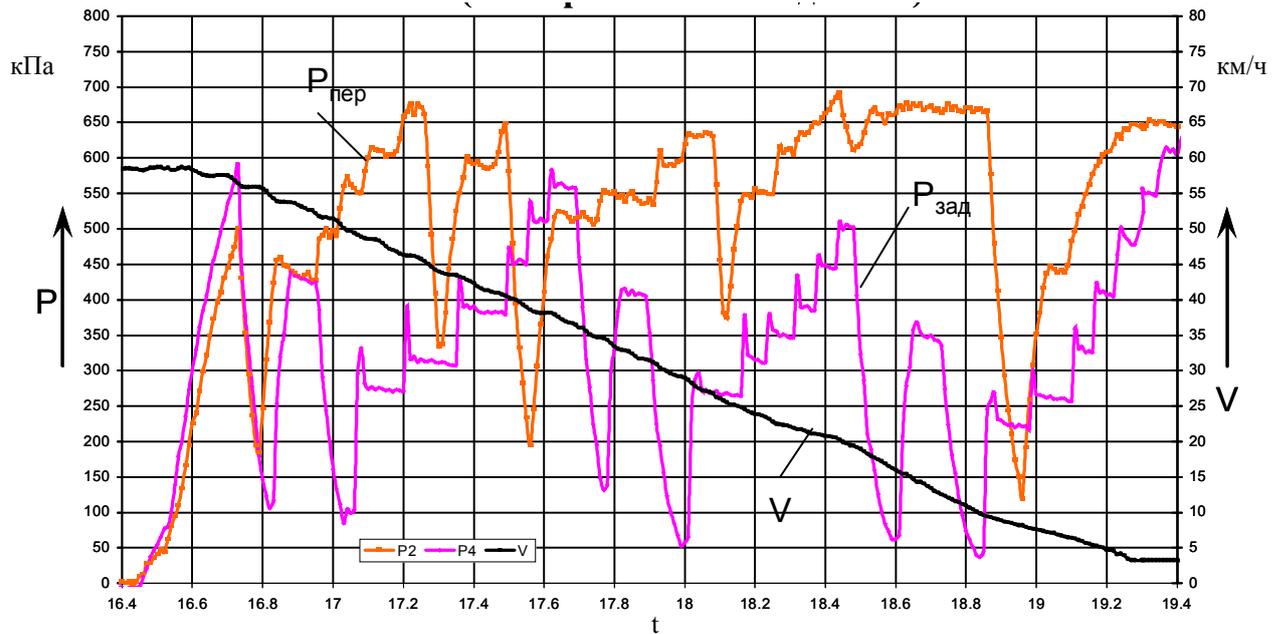


Рис. 1.9. Характерная осциллограмма изменения давления в тормозном приводе при работе АБС фирмы «Экран» г. Борисов автобуса МАЗ-256200.

Таблица 1.1

Торможение груженого автобуса на сухом асфальте с работающей антиблокировочной системой 4S/4K

№ рисунка	Тип блока управления АБС который был подключен	Начальная скорость торможения м/с	Время нарастания, с	Время торможения, с	Тормозной путь, м	Замедление м/с ²	Эффективность
1	Блок фирмы «Экран»	16,19	0,35	3,15	26	5,5	0,83
2	Блок фирмы «KNORR-BREMSE»	16,4	0,15	3,45	29,8	5,43	0,81
3	Блок регулирования и контроля БРК5 -21	16,03	0,2	3,6	33,9	5,11	0,79

Как видно из анализа осциллограмм (рис. 1.8...1.9) при работе АБС обеспечивается различная эффективность, это связано с разными алгоритмами управления. При этом системы-аналоги выполняют предписанные требования [10] по коэффициенту реализуемого сцепления, но не доходят до максимального его значения, что говорит о возможности повышения эффективности АБС. Поэтому, усовершенствовав модулятор и разработав алгоритм управления модулятором и всей системой управления в целом, возможно, повысить эффективность работы АБС.

Таким образом, несмотря на общий принцип получения следящего и регулирующего действий в конструкции и работе различных модуляторов АБС имеются отличия, определяемые конструктивной схемой привода, традициями производителя, применением новых материалов и технологий. Учитывая многообразие созданных за прошедшее время конструкций модуляторов для выявления перспективных направлений их совершенствования необходимо провести анализ конструкций существующих модуляторов.

1.4. Анализ конструкций пневматических модуляторов антиблокировочных систем

Неотъемлемыми частями любой АБС являются: модулятор, датчик скорости колеса и электронный блок управления. Наибольшее влияние на эффективность АБС оказывает модулятор и закон управления им, заложенный в блоке управления.

Несмотря на общий принцип работы пневматических модуляторов АБС, которые беспрепятственно пропускают сжатый воздух к тормозной камере/(камерам) при служебных торможениях и активизируются только при угрозе блокировки колёс АТС, в их конструкции имеются отличия, определяемые структурой рабочего цикла, видом запорного органа, категорией системы, алгоритмом управления, применением новых

материалов и технологий. Учитывая многообразие созданных за прошедшее время конструкций пневматических модуляторов АБС и для выявления перспективных направлений их совершенствования проведем анализ конструкций существующих модуляторов.

На сегодняшний день наибольшее распространение получили модуляторы с клапанным элементом управления и усилительными полостями.

Рассмотрим применяемые конструкции модуляторов и принцип их функционирования. На рисунках 1.10...1.11 приведены конструкции пневматических модуляторов на базе ускорительного клапана с двумя электромагнитными клапанами. Данная компоновочная схема пневматического модулятора, позволяет изменять давление в исполнительной части тормозного привода как по двух-, так и по многофазному рабочему циклу.

Принцип действия данного модулятора состоит в том, что в начальном положении электроклапаны М1 и М2 (рис. 1.10) обесточены. В данном положении, при штатном торможении сжатый воздух, от тормозного крана поступает через открытые электроклапана М1 и М2, в пространство (А) над следящим поршнем (а). При этом происходит перемещение поршня (а) вниз до упора в седло (b). Преодолевая усилие пружины (d), следящий поршень (а) смещает кольцевой поршень (с). При этом происходит перепускание сжатого воздуха из ресивера (1) через полость (В) в тормозную камеру (2). При штатном растормаживании процесс происходит в обратном порядке. Так, при снижении давления от тормозного крана (4), следящий поршень (а) возвращается в исходное положение. При этом кольцевой поршень (с) возвращается в исходное закрытое положение, а сжатый воздух из тормозной камеры (2) через полость (В) выпускается в атмосферу (3).

При отработке фазы сброса АБС, включает оба электроклапана. В данном случае электроклапан М1 отсекает подачу управляющего сигнала, а

электроклапан, M2 перепускает сжатый воздух из тормозной камеры (2) и полости (B) в атмосферу (3).

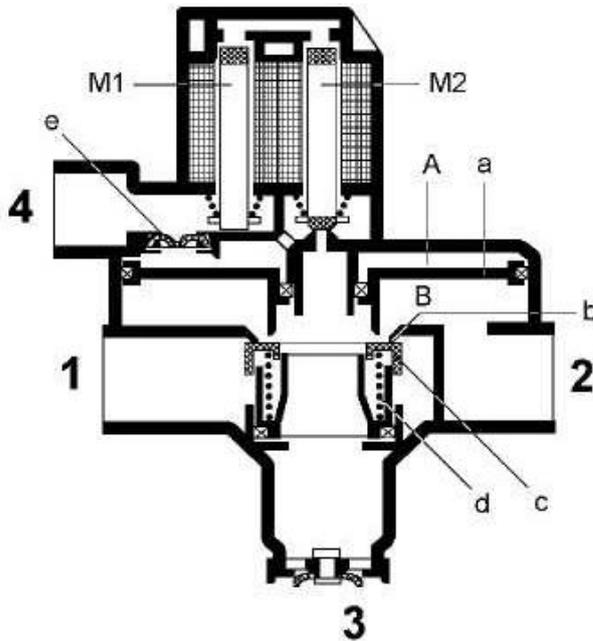


Рис. 1.10. Схема модулятора полтавского агрегатного завода [14]:
 M1, M2 - электромагнитные клапаны;
 A, B - полости модулятора;
 а - следящий поршень;
 б - седло;
 с - кольцевой поршень;
 d - пружина;
 е - обратный клапан
 1- вывод к ресиверу;
 2 - вывод к тормозным камерам;
 3 - вывод в атмосферу;
 4 - вывод к тормозному крану.

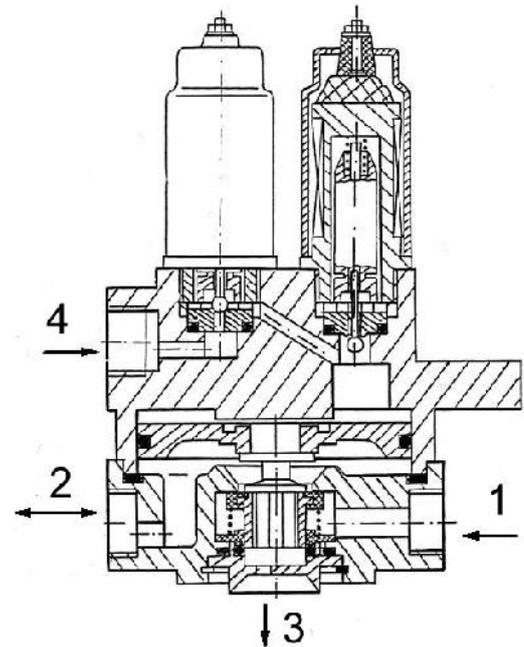


Рис. 1.11. Схема модулятора ЗИЛ [15]:
 1- выход к тормозному крану;
 2- выход к тормозной камере;
 3- выход в атмосферу;
 4- выход к ресиверу.

При фазе выдержки задействуется только электроклапан (M1), при этом перекрывается подача управляющего сигнала от тормозного крана (4).

При фазе повторного наполнения оба электроклапана обесточиваются и процесс наполнения происходит также, как и при штатном торможении.

На протяжении длительного времени над разработкой и совершенствованием данной конструкции работали ведущие производители автомобильных агрегатов: AlliedSignal Truck Brake systems [16, 17], Bendix [18], Haldex [19] и другие.

Для обеспечения компоновочных решений были разработаны и применяются двухканальные схемы пневматических модуляторов АБС [34-36].

На рисунке 1.12...1.13 представлены конструкции двухканальных модуляторов с электромагнитными клапанами и поршневыми усилительными полостями. Конструкции двухканальных модуляторов очень схожи между собой. Незначительные отличия обусловлены различными условиями использования и технологией производства. Так, например, в модуляторе (рис.1.12) поршни в рабочем положении расположены горизонтально, а при использовании модулятора (рис.1.13) обязательна вертикальная установка.

Сложная конструкция поршней (рис.1.12), а также перегородка, разделяющая камеры, обуславливает сложность корпусных деталей. Как правило, двухканальные модуляторы используются для работы сразу с несколькими осями автомобиля, прицепа или полуприцепа по принципу InIR (InSR), MSR в АБС – регулировании.

Всем электропневматическим модуляторам, выполненным на базе поршневых ускорительных клапанов, присущи недостатки. В модуляторе в качестве следящего элемента используется поршень, управляющий клапаном входного канала от ресивера путем прямого действия, что требует значительного усилия со стороны поршня, действующего на клапан, а следовательно, и большой площади поршня с большим объемом управляющей полости. Наличие управляющей полости большого объема и трение в уплотнительных элементах снижает быстродействие, точность работы модулятора, увеличивает расход сжатого воздуха на управление. Наличие уплотняемых поверхностей предъявляет повышенные требования к конструкции и технологии изготовления элементов модулятора, износостойкости материалов уплотнительных элементов, чистоте сжатого воздуха. Модулятор имеет относительно большие габариты и массу, что связано с большим диаметром поршня.

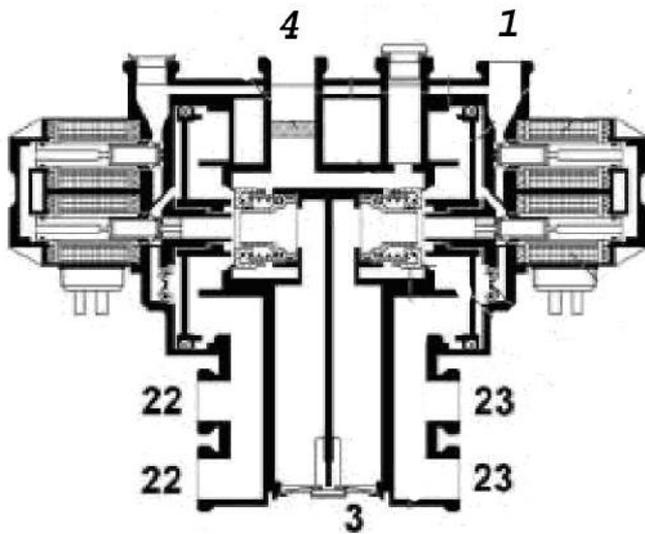


Рис. 1.12. Схема двухканального модулятора фирмы “WABCO” [34]:

- 1 – выход от тормозного крана;
- 22, 23 – выходы к тормозным камерам;
- 3 – выход в атмосферу;
- 4 – выход к ресиверу.

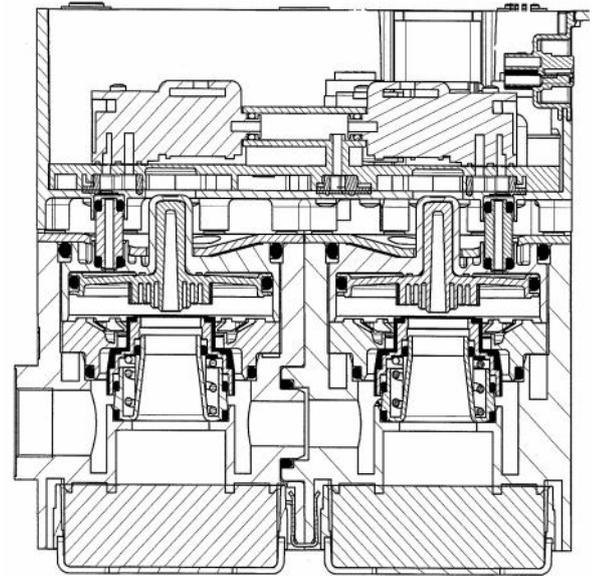


Рис. 1.13. Схема двухканального модулятора фирмы “HALDEX” [35]

Из всего разнообразия одноканальных пневматических модуляторов наибольшее распространение получили конструкции модуляторов с мембранными усилительными полостями, представленные на рис. 1.14 – 1.15.

Конструкции модуляторов WABCO (рис. 1.14) и «Объединения родина» (рис. 1.15) имеют много общего. Данные модуляторы имеют два электромагнитных клапана, что позволяет выполнять трехфазный рабочий цикл. Однако вместо пневматического поршневого усилителя, который обладает гистерезисными потерями при упругом деформировании резиновых уплотнений, в конструкции модулятора WABCO (рис. 1.14) в качестве усилителя используется мембрана.

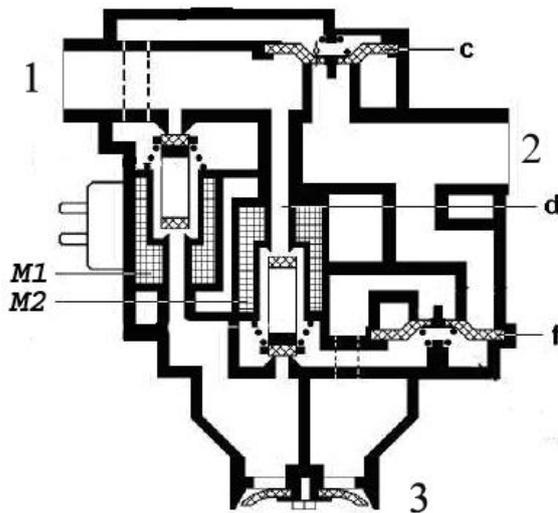


Рис. 1.14. Схема модулятора давления АБС фирмы WABCO [20-22]:

M1, M2 - электромагнитные клапаны;
 c, f – диафрагменные клапаны;
 1- выход от тормозного крана;
 2- вывод к тормозной камере;
 3- выход в атмосферу.

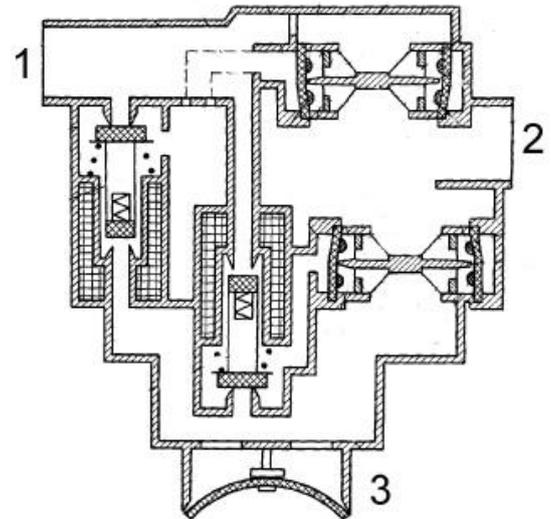


Рис. 1.15. Схема модулятора давления АБС фирмы «Объединения родина» [23]:

1- выход к тормозному крану;
 2- выход к тормозной камере;
 3- выход в атмосферу.

Рассмотрим работу данного модулятора при штатном торможении (рис.1.14). Электроклапаны M1 и M2 обесточены и сжатый воздух от тормозного крана через отверстие 1 поступает в модулятор, воздействует на подпружиненный мембранный клапан (c) и открывает его. Это позволяет свободно поступать сжатому воздуху в тормозную камеру. При этом мембранный клапан (f) остается закрытым, так как сжатый воздух, который поступил в модулятор через канал (d) и открытый электромагнитный клапан M2, воздействует на него. Мембранный клапан остается закрытым благодаря пружине.

При цикле растормаживания срабатывают оба электроклапана M1 и M2. При этом сжатый воздух от тормозного крана, начинает поступать в подпружиненную полость мембранного клапана (c) и закрывает его. Одновременно перекрывается подача сжатого воздуха в подпружиненную полость клапана (f), а находящийся в этой полости сжатый воздух сбрасывается в атмосферу. В результате клапан f открывается, и сжатый

воздух из тормозной камеры выпускается в атмосферу. При отработке фазы выдержки клапан М1 включен, а клапан М2 - отключен. В таком положении клапан (с) остается закрытым, и не пропускает воздух от тормозного крана в тормозную камеру. Клапан (f) также находится в закрытом состоянии, что не позволяет сжатому воздуху сбрасываться в атмосферу.

При такте наполнения оба клапана обесточиваются, и сжатый воздух свободно поступает от тормозного крана в тормозную камеру.

В схеме модулятора давления фирмы «Объединение родина» (рис. 1.15) мембраны были заменены эластичными патрубками с сепараторами, выполненными в виде трех соосно установленных дисков. Такое техническое решение позволяет улучшить массогабаритные характеристики модулятора и одновременно снизить уровень шума при работе. Основным недостатком данной схемы является значительные напряжения растяжения эластичного патрубка в процессе работы со стороны управляющей полости по направлению к оси пневмоклапана и возможность его «западания» в сквозные отверстия, что снижает быстродействие и срок службы пневмоклапанов и, как следствие, надежность и эффективность работы модулятора.

Электропневматические модуляторы давления (рис. 1.16...1.17), состоит из корпуса с входным, выходным и сбросным каналами. Причем пневмоуправляемые клапаны выполнены в корпусе модулятора в виде двух пар концентричных полостей, разделенных цилиндрической перегородкой, над которой в кольцевой проточке на поверхности корпуса установлена диафрагма с кольцевым гофром.

Однако, указанный модулятор имеет некоторые особенности: его подводящие и отводящие каналы сжатого воздуха к пневмоуправляемым клапанам внутри корпуса имеют сложную конфигурацию, т.к. клапаны выполнены как единое целое с его корпусом, что усложняет конструкцию, увеличивает трудоемкость изготовления и увеличивает сопротивление прохождению сжатого воздуха; увеличивает длину подводящих каналов,

соединяющих входной канал с электромагнитными клапанами. Наличие вышеуказанных дополнительных сопротивлений каналов модулятора снижает его быстродействие.

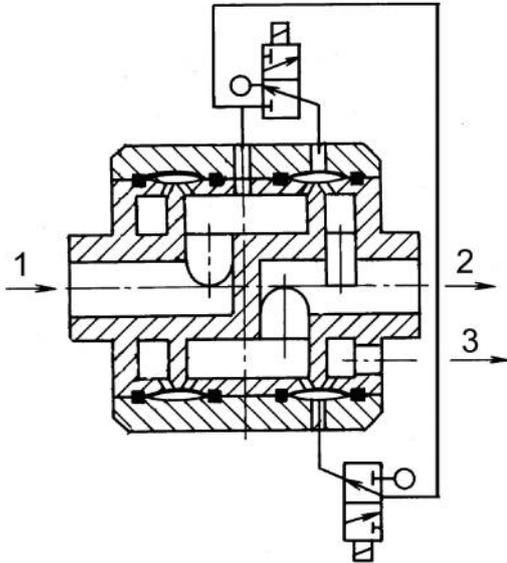


Рис. 1.16. Схема модулятора давления АБС Борисова П.П. [24-26]:
1- выход к тормозному крану;
2- выход к тормозной камере;
3- выход в атмосферу.

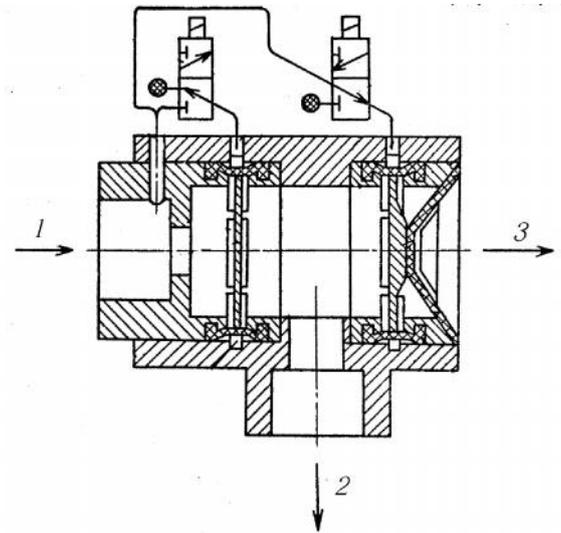


Рис. 1.17. Схема модулятора давления АБС фирмы "Алмаз" [27]:
1- выход к тормозному крану;
2- выход к тормозной камере;
3- выход в атмосферу.

Использование мембран в качестве усилительных элементов имеет один существенный недостаток: так как материалом мембран являются резиновые смеси, которые меняют свои свойства при изменении температуры, то, особенно при низких температурах возможно снижение работоспособности мембран, вплоть до выхода их из строя и, как следствие, антиблокировочная система может работать с перерегулированием или даже полностью выйти из строя.

На сегодняшний день многие фирмы-производители продолжают поиск способов исключения использования усилительных полостей в модуляторах АБС. Модуляторы давления фирмы Alide-Signal Bendix [28]

(рис. 1.18) и других фирм [29-33] укомплектованы лишь одним пропорциональным электромагнитом (рис. 1.19...1.20), соединенным с управляющим поршнем, в котором выполнен канал, предназначенный для уравнивания пневматического давления с обоих концов управляющего поршня. В исходное положение поршень устанавливается пружиной. Также в корпусе расположен подпружиненный золотник, который в нормальном положении перекрывает атмосферный выход.

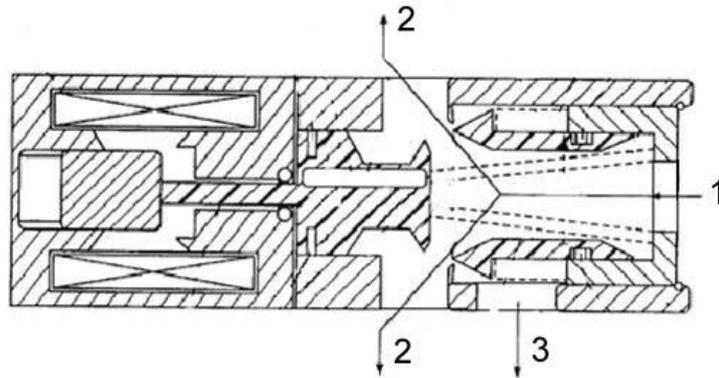


Рис. 1.18. Схема модулятора давления АБС фирмы AlideSignal Bendix:

- 1 - выход к тормозному крану;
- 2 - выходы к тормозной камере;
- 3 - выход в атмосферу.

В процессе работы электромагнит создает определенное усилие на штоке поршня, пропорциональное поданной силе тока. Преодолевая усилие пружины, управляющий поршень перемещается до упора в золотник. Таким образом, происходит перекрытие подачи рабочей среды от тормозного крана к тормозным камерам. При необходимости сброса сжатого воздуха из тормозной камеры в атмосферу, увеличивается сила тока, подводимая к электромагниту, при этом пропорционально растет и усилие на управляющем поршне, который, преодолевая усилие пружины, перемещает золотник, тем самым, открывая выпускное отверстие.

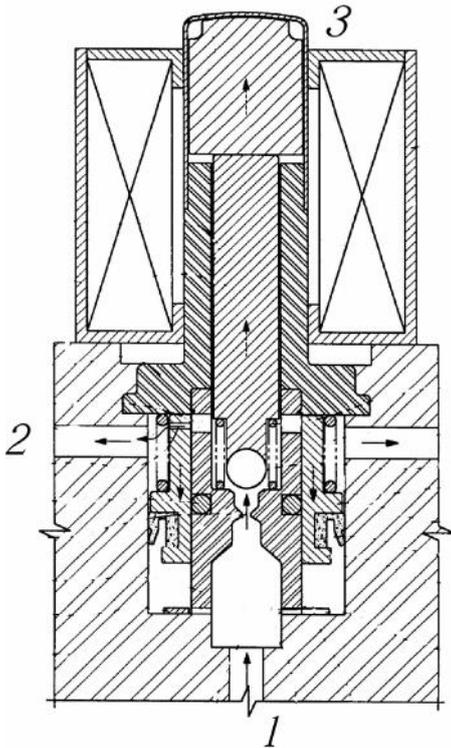


Рис. 1.19. Схема модулятора давления АБС фирмы Mando Machinery Corporation:

- 1 - выход к тормозному крану;
- 2 - выход к тормозной камере;
- 3 - выход в атмосферу.

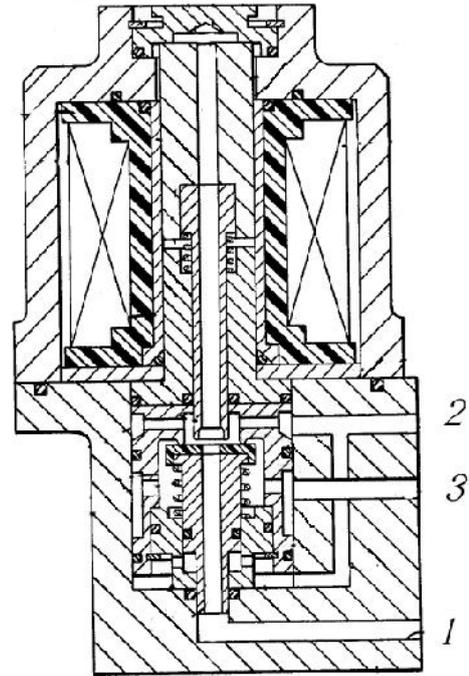


Рис. 1.20. Схема модулятора давления АБС фирмы Nipon Air Brake:

- 1 - выход к тормозному крану;
- 2 - выход к тормозной камере;
- 3 - выход в атмосферу.

Таким образом, данный модулятор может выполнять релейный трехфазный цикл работы. Достоинством также является формирование не управляющего сигнала, как в выше рассмотренных схемах модуляторов с усилительными полостями, а непосредственно исполнительного. Но модулятор обладает большим числом уплотнительных элементов, что приводит к гистерезисным потерям, которые в свою очередь снижают быстродействие схемы. В данной схеме необходимо использовать мощный пропорциональный электромагнит, что увеличивает энергопотребление данной схемы.

Для снижения энергопотребления и повышения точности позиционирования наиболее целесообразно использовать шаговый электродвигатель, который является одним из эффективных и перспективных приводов механизмов в приборах, требующих повышенной точности позиционирования. ШЭД обладает рядом преимуществ, а именно: возможностью быстрого старта/остановки/реверсирования, прецизионного позиционирования; повторяемости. Совершенные шаговые электродвигатели имеют точность 3-5% от величины шага. Эта ошибка не накапливается от шага к шагу. Высокая надежность связана с отсутствием щеток, поскольку срок службы шагового электродвигателя фактически определяется сроком службы подшипников. Однозначная зависимость положения от входных импульсов обеспечивает позиционирование без обратной связи: обеспечивается реализация большого диапазона скоростей, а сама скорость пропорциональна частоте входных импульсов. Однако ШЭД имеет и недостатки: для управления необходима относительно сложная схема управления; возможно появление резонанса при работе ШЭД; затруднена работа на высоких скоростях.

По результатам анализа различных конструктивных решений, нашедших отражение в реальных конструкциях пневматических модуляторов, а также содержащихся в патентной литературе, автором разработана классификация электропневматических модуляторов АБС. Обобщённая схема классификации, объединяющая основные отличительные признаки, представлена на рис. 1.21. Данная классификационная схема может со временем быть дополнена.



Рис. 1.21. Обобщённая схема классификации электропневматических модуляторов АБС

В настоящее время все большее распространение получают модуляторы прямого действия без усилительных полостей с приводом от пропорциональных электромагнитов, так как данные модуляторы позволяют точно отрабатывать рабочие циклы, и не имеют недостатков, присущих модуляторам с усилительными полостями.

1.5. Анализ исследований рабочих процессов АБС автомобилей

Несмотря на то, что применение АБС на автомобилях фактически началось с конца 1960-х годов, эта система современного транспортного средства по сравнению с другими имеет в последнее время наиболее быстрый темп развития и рост масштабов внедрения. Если первоначально такие системы устанавливались лишь на автомобили класса «люкс», то в настоящее время они применяются практически на всех типах автотранспортных средств, начиная от мотоциклов и заканчивая магистральными автопоездами.

Фундаментальные вопросы теории движения автомобиля, явившиеся основой научного направления, связанного с активной безопасностью, впервые были разработаны академиком Е.А. Чудаковым [37, 38]. Из зарубежных ученых здесь следует отметить В. Камма и Дж. Вонга [39, 40].

Аспекты теории, конструирования и расчета автомобиля, в том числе применительно к системам безопасности, нашли отражение в работах Ю.Б. Беленького, М.С. Высоцкого, А.И. Гришкевича, М.А. Левина, И.С. Цитовича и др. [41...48]. Особо следует отметить научную школу Н.Ф. Метлюка, глубоко исследовавшего вопросы расчета тормозных и антиблокировочных систем [49,...53].

Одними из первых, кто занимался решениями таких важных для безопасности проблем, как взаимодействие колеса с дорогой, устойчивость, управляемость и тормозные свойства автомобиля, были коллективы под руководством российских специалистов Д.А. Антонова, В.Д. Балакина, Л.В. Гуревича, А.А. Ревина, В.К. Дедкова, Я.Н. Нефедьева, М.А. Петрова, В.А. Петрушова, А.К. Фрумкина, Я. М. Певзнера, и др. [54...66].

Исследование влияния различных факторов на тормозную динамику автомобиля отражено в работах Н.А. Бухарина [67, 68], А.Б. Гредескула [69,70], А.Ф. Мащенко [71, 72], Н.Ф. Метлюка [51, 52], В.А. Петрова [62] и других учёных.

Системный подход к созданию автомобильной тормозной системы предложен в работе А.Н. Туренко, В.А. Богомолова [73]. Вопросы автоматизации процесса торможения нашли отражения в исследованиях Б.Б. Генбома, [74, 75], С.Н. Шуклинова [76], С.И. Ломаки, Н.Н. Алёксы, А.А., Северина [14], Е.М. Гецовича [77], Е. Кроетер [78], Н. Geupel [79, 80], L. Segel [81].

Среди наиболее видных зарубежных ученых, занимающихся вопросами АБС, можно отметить М. Буркхардта, Е.-К. Глазнера фон Остенвалла [82-85], М. Акей [86,87], П.С. Фанчер [88-90], Х. Лейбера [91,92], Х. Леффлера [92-95], М.Мичке [96-98], Х. Шеренберга [99,100], А. ван Цента и многих других [101-132].

Использование результатов этих работ позволило добиться значительных успехов в улучшении тормозных свойств автомобилей. Однако, необходимость дальнейшего совершенствования тормозных систем выдвигает ряд актуальных задач, решение которых требует соответствующих широких теоретических и экспериментальных исследований. Одной из таких актуальных задач является создание эффективных, достаточно надежных и экономически оправданных отечественных антиблокировочных систем, работающих в различных условиях эксплуатации автомобиля.

Среди основных проблем создания АБС для транспортных средств категории M_3 , N_3 важное место занимает исследование динамики пневматического тормозного привода в циклическом режиме с целью определения рабочих частот функционирования тормозного привода и требований к выбору основных параметров модуляторов АБС при соответствующем алгоритме управления.

В работах [51, 52] изложены фундаментальные положения для теоретических исследований динамики приводов автотранспортных средств, а предложенный метод моделирования требует решения и в наши дни, по причине того, что требует введения допущений, одним из которых является постоянство давления в питающем ресивере. Данное допущение не позволяет

оценивать расход сжатого воздуха в процессе работы автоматической системы регулирования. В работах [14, 55, 56, 64, 65, 67, 77] рассматривались особенности конструкции и факторы рабочего цикла модуляторов АБС. Полученные результаты позволяют проектировать и исследовать АБС с предложенными конструкциями модуляторов, однако при создании новой схемы и использовании новых приводных элементов, существующей информации недостаточно. В исследованиях авторов [49, 50, 57, 58, 60, 64, 88, 89] рассматривались методы испытаний и влияние АБС на процесс торможения транспортного средства в процессе эксплуатации, и установлено, что конструкция исполнительного элемента АБС – модулятора, а так же алгоритм работы оказывают значительное влияние на переходные процессы ПТП.

Исследования [56, 57] показали, что работа тормозного привода в частотном режиме имеет ряд особенностей (нелинейность и гистерезис силовой характеристики тормозных механизмов, переменную площадь диафрагмы и др.). Поэтому исследование реальных рабочих процессов пневматического тормозного привода требует совершенствования математической модели привода с учетом его основных нелинейностей, а также расхода сжатого воздуха из питающей части.

Из вышеизложенного материала установлено, что создание работоспособной надежной АБС - задача сложная и многоплановая. Выбор схемы модулятора АБС, являющегося одним из основных ее элементов, а также алгоритма работы системы во многом определяет качество переходных процессов пневматического тормозного привода и оказывают влияние на процесс торможения.

Проведенный анализ научной и патентной литературы показал всю сложность проблемы обеспечения торможения без блокирования колес автомобиля, т.е. создания автоматических адаптивных антиблокировочных систем. Созданные и внедренные системы АБС обеспечивают нормативные предписания по эффективности и обеспечивают возложенные на них

функции. Но при этом они могут быть усовершенствованы как в конструкции, так и в алгоритме управления для обеспечения более высоких эксплуатационных показателей, что позволит повысить активную безопасность транспортного средства в целом. Синтез автоматической системы можно выполнить только в процессе исследования ее динамики и, в частности, как указывается в работах Ю.Б. Беленького [47] и Н.Ф. Метлюка [51], требуется всестороннего исследования динамики всей тормозной системы.

На основании проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

1. Процесс торможения колеса как объекта регулирования, изучен достаточно широко [37, 38, 41, 44, 46, 53, 55, 63, 65], чего нельзя сказать о других элементах антиблокировочной системы. При этом практически отсутствуют исследования АБС на базе модуляторов прямого действия, являющихся объектом регулирования. Отсутствует методика выбора и расчетного определения параметров модулятора АБС прямого действия для пневматических тормозных приводов.

2. Несмотря на то, что пневматическими тормозными приводами оснащены автомобили, выпускаемые автозаводами МАЗ, КамАЗ, КрАЗ, Урал и другими заводами стран СНГ, практически отсутствуют в печати работы, посвященные исследованиям питающей части пневматического тормозного привода при работе АБС. Отсюда следует, что требуется дальнейшее исследование пневматического тормозного привода с АБС с учетом расхода сжатого воздуха, а также основных нелинейностей, присущих пневматическому тормозному приводу.

3. Создание методики теоретического исследования расходной характеристики пневматического тормозного привода с АБС, наряду с математической моделью торможения колеса, позволит провести исследование рабочего процесса контура рабочей тормозной системы автомобиля с АБС при торможении.

На основании перечисленных обобщений определены цель и задачи исследований.

1.6. Цель и задачи исследований

Целью исследований является: повышение эффективности антиблокировочной системы транспортного средства путем усовершенствования конструкции модулятора и алгоритма управления им.

В соответствии с целью работы определяются задачи исследований:

- выполнить анализ конструкций электропневматических модуляторов АБС и исследований рабочих процессов пневматического тормозного привода с АБС;
- усовершенствовать математическую модель пневматического тормозного привода с АБС, что позволит учитывать расход воздуха с ресивера;
- разработать конструкцию модулятора АБС прямого действия и выбрать алгоритм его работы;
- провести экспериментальные стендовые исследования разработанной АБС на базе модулятора прямого действия и выбранным алгоритмом управления.

РАЗДЕЛ 2

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА ОБОРУДОВАННОГО ПНЕВМАТИЧЕСКИМ МОДУЛЯТОРОМ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ

Торможение автомобиля, оборудованного пневматической тормозной системой с АБС, характеризуется тремя основными фазами цикла регулирования: фазой экстренного или плавного торможения водителем и периодически повторяющимися фазами автоматического (независимого от водителя) растормаживания и затормаживания (рис. 2.1).

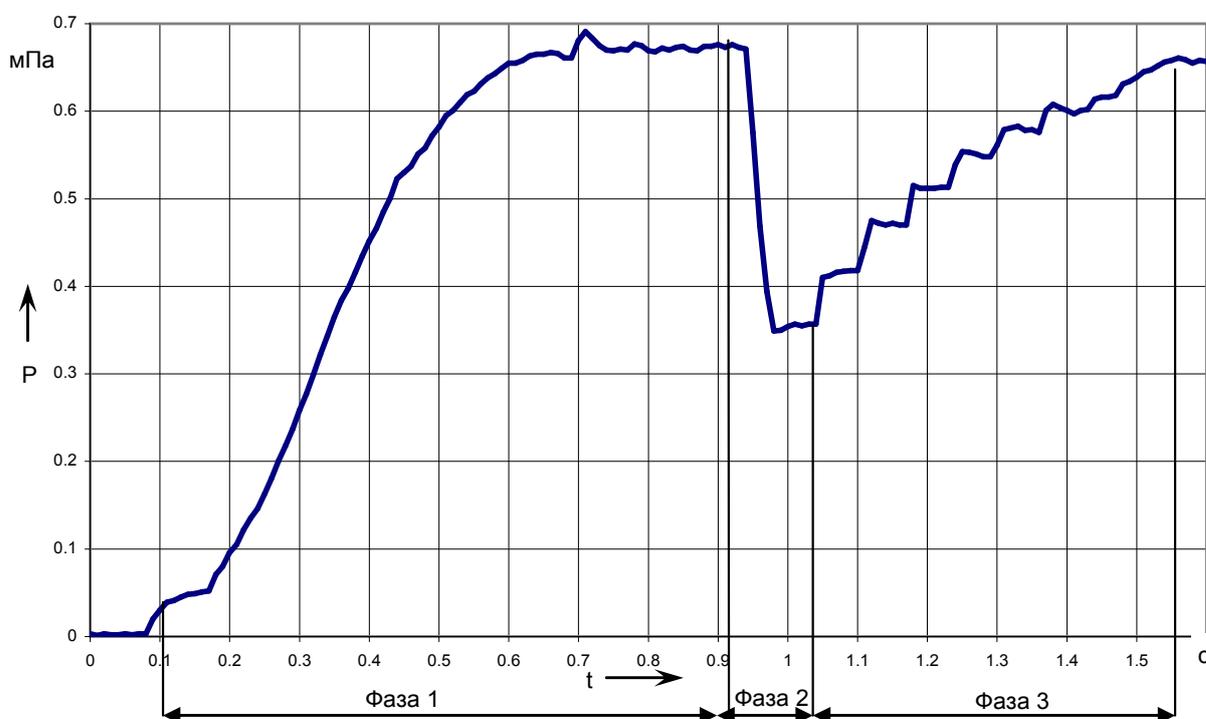


Рис. 2.1. Основные фазы работы АБС при регулировании процесса торможения в пневматическом тормозном приводе.

Так как задачей тормозной системы с АБС является обеспечение торможения без блокирования колес в любых нагрузочных, сцепных и скоростных режимах, то тормозная система должна обладать минимальным запаздыванием при отработке сигналов регулирования и в то же время не должна допускать излишнего растормаживания и последующего

затормаживания (в дальнейшем это будем называть качеством переходных процессов).

Процесс торможения автомобиля, осуществляемый водителем, достаточно полно рассмотрен в научных работах [1, 18, 32, 39, 67]. В данном разделе основное внимание уделяется теоретическому исследованию процессов автоматического затормаживания и растормаживания колеса с целью определения влияния работы АБС на расход сжатого воздуха, а также изучение влияния конструктивных параметров модулятора на быстродействие и качество переходных процессов в режимах растормаживания и затормаживания автомобильного колеса.

2.1. Методика расчета расхода воздуха в приводе при работе АБС

Из анализа экспериментальных исследований [50], установлено, что работа антиблокировочной системы вызывает дополнительный расход сжатого воздуха по сравнению с тормозным приводом без АБС. Это вызвано тем, что при торможении автотранспортного средства, оборудованного АБС, тормозной привод работает в циклическом режиме, т.е. процесс наполнения - опорожнения тормозных камер повторяется многократно. В связи с этим представляет практический интерес математическое описание и исследование питающей части пневматического тормозного привода, доукомплектованного АБС.

Существующие методы расчета объема питающей части [133-135] были разработаны для ПТП, не оборудованного автоматизированными системами управления. В частности, в работах [133,135] при расчёте питающей части учитываются объемы тормозных камер и трубопроводов, однако не учитываются объемы заполняемых при торможении полостей пневмоаппаратов, что определяет более высокую погрешность результатов. Методика определения необходимого объема ресиверов пневматического привода [134] не отвечает современным требованиям [10], так как

разрабатывалась под старые требования нормативных документов, которые на сегодняшний день не действуют.

На территории Украины ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 [10] является нормативным предписанием для транспортных средств с пневматическим тормозным приводом, в части требований к питающей части (п. 1.2.1 Приложения 7). Согласно данному пункту, воздушные тормозные резервуары механических транспортных средств должны быть сконструированы таким образом, чтобы после восьмикратного нажатия до отказа на орган управления рабочим тормозом остаточное давление в воздушном тормозном резервуаре было не меньше давления, необходимого для получения предписанного аварийного торможения.

В дальнейшем для АТС с АБС были введены дополнительные требования к потреблению энергии (п. 5.1 Приложения 13) [10], которые заключаются в том, что тормозные системы АТС, должны сохранять свою эффективность при полном приведении в действие органа управления рабочего тормоза в течение продолжительного времени. В настоящее время источники энергии транспортного средства должны удовлетворять требованиям как приложения 7, так и приложения 13, т.е. запасов сжатого воздуха должно быть достаточно как для работы рабочей тормозной системы, так и для работы АБС.

В работах [133, 135] при исследовании расходной характеристики ПТП принят линейный закон изменения объема расходной части при изотермическом процессе истечения в пневмоприводе. Величину давления в ресиверах при n - ом торможении предлагается определять по формуле:

$$P_n = \frac{P_{n-1} \cdot \frac{V_n}{V_p} + P_a \cdot \left[1 - (n-1) \frac{\Delta V}{V_p} \right]}{\frac{V_n}{V_p} + \left[1 - (n-1) \frac{\Delta V}{V_p} \right]}, \quad (2.1)$$

где P_{n-1} - величина давления в ресиверах перед n – ым торможением, МПа;

V_n - объем питающей части, м³;

V_p - максимальный объем расходной части, м³;

P_a - атмосферное давление, МПа;

ΔV - величина уменьшения объема сжатого воздуха в расходной части контура при каждом последующем торможении за счет изменения податливости барабанных тормозных механизмов, м³.

Из уравнения [2.1] величину давления при первом торможении (P_1) определяют по формуле:

$$P_1 = \frac{P_n \cdot \frac{V_n}{V_p} + P_a}{\frac{V_n}{V_p} + 1}, \quad (2.2)$$

где P_n - величина давления в ресиверах перед торможениями, МПа.

Объемы расходных частей контуров передней и задней осей при n - ом торможении определяется соответственно:

$$V_{p1} = 2V_{m1} + \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^k l_1 d_1^2 - (n-1) \cdot \Delta V ; \quad (2.3)$$

$$V_{p2} = 2V_{m2} + \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^k l_2 d_2^2 - (n-1) \cdot \Delta V , \quad (2.4)$$

где V_{m1} и V_{m2} - объем соответственно передней и задней тормозных камер, м³;

l_1, d_1, l_2, d_2 - соответственно длина и диаметр i – го участка трубопровода, м.

Для более точного определения объемов расходных частей контуров необходимо добавить объемы секций тормозного крана (ТК) и полостей модуляторов, после чего формулы (2.3 и 2.4) принимают вид:

$$V_{p1} = 2V_{m1} + V_{TK1} + n_{M1} \cdot V_M + \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^k l_1 d_1^2 - (n-1) \cdot \Delta V ; \quad (2.5)$$

$$V_{p2} = 2V_{m2} + V_{TK2} + n_{M2} \cdot V_M + \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^k l_2 d_2^2 - (n-1) \cdot \Delta V , \quad (2.6)$$

где V_{TK1} и V_{TK2} - объем соответственно верхней и нижней секций ТК, м³;

V_M - объем полостей модуляторов м³;

n_{M1} , n_{M2} - количество модуляторов соответственно на передней и задней осях.

Исходя из выражений (2.5) и (2.6), находим объем расходной части АТС. Из выражения (2.2) определяем величину давления при первом торможении. После этого рекуррентным способом из формулы (2.1) находим значение давления в ресивере при каждом торможении.

Определяется масса выпущенного из ресивера воздуха ($m_{\Sigma 4}$) за четыре торможения при неработающем двигателе. Эта масса соответствует количеству воздуха (2,7), которое может сбросить АБС за 15 с работы:

$$m_{\Sigma 4} = \frac{(P_{II} - P_4) \cdot V_{II}}{RT_4} . \quad (2.7)$$

Окончательно выражение ограничения на массовый расход воздуха для любого из контуров или тормозного привода в целом при включении в работу АБС примет вид:

$$Q \leq \frac{m_{\Sigma 4}}{t_{ABS}} = \frac{(P_{II} - P_4) \cdot V_{II}}{RT_4 \cdot t_{ABS}} , \quad (2.8)$$

где t_{ABS} - промежуток времени на протяжении, которого все непосредственно управляемые колеса должны оставаться под действием антиблокировочной системы (должно быть не менее 15 секунд), условие по соответствию ТС Правилам ЕЭК ООН №13 и ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 [10], с.

Выполняя расчет питающей части пневматического тормозного привода автобуса МАЗ-256000 параметры соединительных трубопроводов сведены в табл. 2.1. Расчетная схема контуров ПТП МАЗ-256000, приведена на рис. 2.2.

Таблица 2.1

Параметры соединительных трубопроводов ПТП МАЗ-256

Обозначение на схеме	Параметры соединительных трубопроводов	
	Длина, м	Внутренний диаметр, мм
T10	0,95	11
T11	1,66+0,65	9
T12	0,6+0,65	9
T21	0,3+0,6	9
T22	0,5+0,6	9
T30	7,3	11

Основные параметры тормозного привода автобуса МАЗ-256000 [9]: объем нижней секции тормозного крана – $0,096 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; объем верхней секции тормозного крана – $0,073 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; тормозные камеры тип 16 с ходом штока 40 мм. Максимальный объем тормозной камеры – $0,613 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Начальные данные давление в ресиверах составляет 0,8 МПа, температура воздуха 293 К.

Таким образом, при разработке системы управления АБС и исполнительных аппаратов для транспортных средств с пневматическим приводом, необходимо руководствоваться выражением (2.8) для определения ограничения на расход воздуха.

Данное ограничение позволяет оценивать возможность использования любой АБС в составе транспортного средства и прогнозировать изменение давления в ресиверах при неработающем двигателе с погрешностью, не превышающей 5% [9]. Усовершенствованные выражения (2.7...2.8) позволяют определить ограничения на расход воздуха для ПТП с АБС по требованиям нормативного документа [10].

2.2. Математическая модель контура рабочей тормозной системы с модулятором АБС прямого действия

Использование математического анализа, а в данной работе позволившей упростить и ускорить выбор возможных вариантов параметров модулятора, оценить рабочие процессы и причинно-следственные связи в системе или устройстве.

Расчетная функциональная структура контура рабочей тормозной системы с обозначением связей между основными элементами: модулятором АБС, пневматической магистралью, тормозным механизмом, колесом, дорогой и блоком управления АБС представлена на рис. 2.4. Математическая модель, фактически состоит из отдельных блоков, каждый из которых представляет собой математическое описание работы отдельного узла или процесса и взаимодействия между элементами модели.

В соответствии с этим общая модель процесса торможения колеса разделена на группы: модель электропневматического модулятора с электронным блоком управления АБС; модель привода; модель тормозного механизма; модель взаимодействия эластичного колеса с опорной поверхностью.

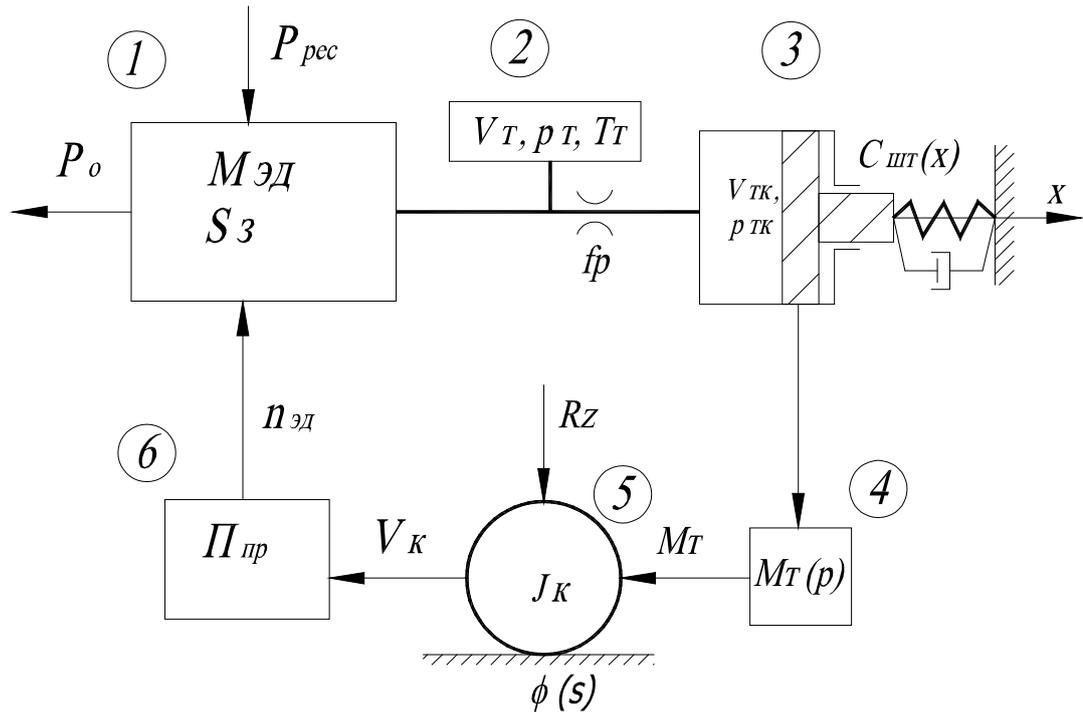


Рис. 2.4. Расчетная схема контура рабочей тормозной системы транспортного средства с АБС:

- 1 – модулятор АБС;
- 2 – трубопровод;
- 3 – тормозная камера;
- 4 – тормозной механизм;
- 5 – колесо;
- 6 – электронный блок управления АБС;

p_0 – атмосферное давление;

$p_{рес}$ – давление воздуха в ресивере;

$M_{эд}$ – момент электродвигателя;

$S_з$ – перемещение золотника модулятора;

$T_T, V_T, V_{ТК}, p_T, p_{ТК}$ – температура, объем и давление воздуха

соответственно;

f_p – эффективные площади соответствующих узлов.

$C_{шт}$ – жесткость пружины тормозной камеры;

M_T – тормозной момент;

J_K, V_K, R_z – соответственно инерция, скорость, усилие на колесе.

Таким образом, необходимо рассмотреть каждую часть в отдельности, что позволит выполнить совместное математическое моделирование всей системы.

2.2.1. Анализ структурных элементов пневматического модулятора АБС прямого действия

Эффективность модулятора в полной мере зависит от его конструкции, определяемой структурой и функциональными связями.

На основе анализа существующих конструкций модуляторов АБС можно сделать вывод, что наиболее полно отвечает современным требованиям модулятор АБС, выполненный по компоновочной схеме прямого действия. Следует сказать, что использование золотниковых регулирующих устройств не нашло широкого применения в автомобилестроении, ввиду отсутствия подходящего приводного элемента, однако широко применяется в газовой промышленности [132] и было выбрано как перспективное. Так, для решения поставленной задачи в качестве привода золотника в электропневматическом модуляторе давления был выбран шаговый электродвигатель [3].

Разработка предлагаемого модулятора основывается на анализе патентных источников по модуляторам АБС [15...36].

На основании выполненного анализа существующих конструкций была выбрана схема и разработана конструкция модулятора, изготовлен его опытный образец. Разработанный модулятор, позволяет реализовать многофазовые алгоритмы в пневматическом тормозном приводе, а также имеет возможность реализовывать алгоритмы управления, при которых возможна регулировка как по длительности времени фазы наполнения и сброса, так и самого проходного сечения.

Достоинствами предложенной схемы модулятора является простота конструкции, отсутствие влияния давления сжатого воздуха на работу

запорно-регулирующего элемента, что позволяет снизить мощность шагового электродвигателя. Минимально возможное перемещение запорно-регулирующего элемента обеспечивает одновременно и необходимые проходные сечения впускных и выпускных клапанов, и высокое быстродействие модулятора.

Расчет данного модулятора сводится к выбору параметров его запорно-регулирующего элемента и шагового электродвигателя [5].

Исходными данными для расчета принимаем величины хода золотника S_3 и массы золотника m_3 . Исходя из анализа научных работ [139-141], установлено, что минимальное время t_{\min} перемещения золотника модулятора должно быть в пределах $0,02...0,03$ с, а максимальное время зависит от параметров шагового двигателя и алгоритмов работы системы управления.

Физическая модель модулятора исследуемой конструкции представлена функциональной схемой, которая состоит из втулки 4 с проходными отверстиями, золотника 2, приводной шестерни 1, установленной на валу шагового электродвигателя, возвратной пружины 3. (рис. 2.5)

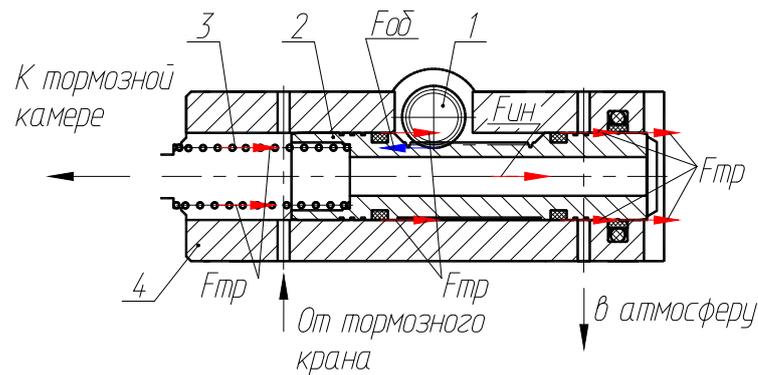


Рис. 2.5. Расчетная схема электропневматического модулятора ABS прямого действия:

- 1 – шестерня, установленная на валу ШЭД;
- 2 – золотник;
- 3 – возвратная пружина золотника;
- 4 – втулка.

Таким образом, с учетом силовых связей баланс сил, действующих на золотник модулятора АБС прямого действия, имеет вид:

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{2}{d_e} (M_{эл} - \frac{d\omega}{dt} J_g) - \Sigma F_{TP} - F_{ПР}, \quad (2.9)$$

где m - масса золотника, кг;

s - перемещение золотника, м;

d_e - диаметр приводной шестерни, м;

$M_{эл}$ - момент ШЭД, Н·м;

ω - угловая скорость ротора ШЭД, об/мин;

J_g - момент инерции ШЭД, кг·м²;

ΣF_{TP} - суммарная сила трения, Н;

$F_{ПР}$ - сила возвратной пружины, Н.

Сила трения золотника F_{mp} одним его уплотнением определяется зависимостью [5]:

$$F_{mp} = \left(\frac{d_{эз}}{2} - d_k \right) \cdot K_n, \quad (2.10)$$

где $K_n = 981 \text{ кг/с}^2$ – эмпирический коэффициент;

$d_{эз}$, d_k – размеры уплотнительного кольца, принимаются из конструктивных соображений, м.

Усилие возвратной пружины (F_{np}) с учетом количества уплотнений должно быть больше или равно сумме сил трения ΣF_{mp}

$$\Sigma F_{mp} = i \cdot F_{np}, \quad (2.11)$$

где $i = 2$ - количество одновременно работающих уплотнений.

Задавшись величиной диаметра d_e начальной окружности приводной шестерни 1 (рис. 2.5), по известному общему усилию для перемещения золотника $F_{об}$ можно определить необходимый момент $M_{эл}$ на валу электродвигателя

$$M_{эл} = F_{об} \cdot \frac{2}{d_e}. \quad (2.12)$$

По величине $M_{эл}$ выбирается сам электродвигатель [3]

Для моделирования процесса работы модулятора с шаговым электродвигателем была использована математическая модель, предложенная Солохой А.А. [141] для определения угла поворота двухфазного ШЭД.

Уравнения математической модели такой электрической машины имеет вид (2.13):

$$\begin{cases} J \frac{d^2\theta}{dt^2} + D \frac{d\theta}{dt} + n\Phi_m i_A \sin(\theta) + n\Phi_m i_B \sin(\theta - \lambda) = 0; \\ U_{гА} - r i_A - L \frac{di_A}{dt} - M \frac{di_B}{dt} - \frac{d}{dt} [n\Phi_m \cos(\theta)] = 0; \\ U_{гВ} - r i_B - L \frac{di_B}{dt} - M \frac{di_A}{dt} - \frac{d}{dt} [n\Phi_m \cos((\theta - \lambda))] = 0; \\ M_{эл} = n\Phi_m [i_A \sin(\theta) + i_B \cos(\theta)], \end{cases} \quad (2.13)$$

где J - приведенный момент инерции к ротору ШЭД, кг·м²;

D - коэффициент вязкого трения, Н·м·с·рад⁻¹;

θ - угол поворота ротора ШЭД относительно статора, рад;

n - количество витков обмотки;

M - взаимная индуктивность, Гн;

$n\Phi_m$ - самоиндукция, Гн;

i_A, i_B - ток в обмотках фаз, соответственно А и В, А ;

V_{gA}, V_{gB} - напряжение питания, соответственно фаз А и В, В;

L - собственная индуктивность каждой фазы, Гн;

r - сопротивление обмотки статора, Ом;

λ - шаг зубцов статора ШЭД, рад.

Напряжения V_{gA}, V_{gB} на обмотках статора шагового двигателя, как правило, формируются с помощью специальной электронной системы управления, выходные каскады которой строятся по мостовой или полумостовой схемам. Использование электронных схем отражается на переходных процессах в шаговом электродвигателе.

Таким образом, реализация математической модели модулятора АБС с учетом работы ШЭД позволяет оценить быстродействие модулятора.

2.2.2. Математическое описание и моделирование контура рабочей тормозной системы с АБС

С целью определения влияния конструктивной схемы модулятора, площадей его проходных сечений и хода золотника на работу контура ПТП осуществлено математическое моделирование работы исследуемого контура рабочей тормозной системы с АБС. Для создания математической модели контура ПТП был выбран метод Н.Ф. Метлюка [51, 52], практическая ценность которого, обусловлена многократно подтвержденной достоверностью и наибольшей распространенностью среди специалистов, которые занимаются вопросами динамики в ПТП.

Принципиальная схема контура (рис. 2.6) с электропневматическим модулятором АБС прямого действия исследуемого пневматического тормозного привода состоит из ресивера P_r , модулятора АБС прямого действия 1, трубопровода 2, тормозной камеры 3. Автоматический процесс растормаживания происходит при подаче от ЭБУ сигнала управления на отработку заданного количества шагов ШЭД для позиционирования

золотника в крайнем левом положении модулятора. Сжатый воздух из тормозной камеры через трубопровод и выпускной канал модулятора выходит в атмосферу. Поддержание постоянного давления в тормозной камере осуществляется с помощью подачи сигнала на отработку определенного количества шагов на ШЭД для позиционирования золотника в необходимом среднем положении.

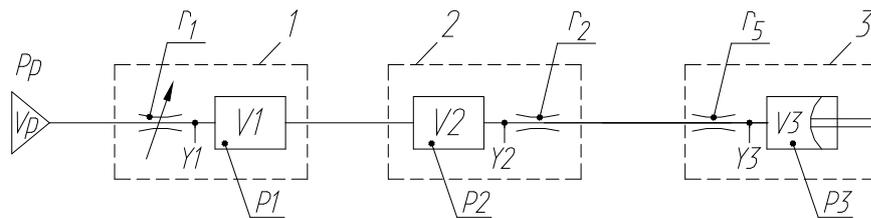


Рис. 2.6. Расчетная схема контура ПТП с модулятором АБС

P_p – ресивер;

1 – модулятор АБС;

2 – трубопровод;

3 – тормозная камера.

В математической модели контура были приняты следующие допущения [51, 52]:

- температура воздуха в емкостях принимается одинаковой и постоянной за время переходного процесса;
- отсутствуют утечки воздуха из пневмосистемы;
- открытие клапанов происходит мгновенно;
- пневматическая цепь рассматривается как система с сосредоточенными параметрами.

Для описания динамической характеристики наполнения звеньев дроссель-емкость была использована система дифференциальных уравнений газодинамических функций, [51, 52], которая была дополнена выражением,

позволяющим учитывать падения давления в ресивере при каждом наполнении тормозной камеры:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_p}{dt} = -\frac{k \cdot \mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{кр} \cdot p_p}{V_p} \cdot \frac{A(p_1 - p_p)}{B \cdot p_1 - p_p}, \\ \frac{dp_1}{dt} = -\frac{k \cdot \mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{кр} \cdot p_1}{V_1} \cdot \frac{A(p_1 - p_p)}{B \cdot p_1 - p_p} + \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{кр} \cdot p_2}{V_1} \cdot \frac{A(p_2 - p_1)}{B \cdot p_2 - p_1} - \\ - \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{кр} \cdot p_3}{V_1} \cdot \frac{A(p_3 - p_2)}{B \cdot p_3 - p_2}, \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k \cdot \mu_4 \cdot f_4 \cdot V_{кр} \cdot p_3}{V_2} \cdot \frac{A(p_3 - p_2)}{B \cdot p_3 - p_2} - \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{кр} \cdot p_2}{V_2} \cdot \frac{A(p_2 - p_1)}{B \cdot p_2 - p_1}, \\ \frac{dp_3}{dt} = -\frac{\mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{кр} \cdot p_3 \cdot \frac{A(p_3 - p_2)}{B \cdot p_3 - p_2}}{\frac{F^2}{C_{ПР}} \left(1 + \frac{1}{k}\right) \cdot p_3 + \left(V_0 - \frac{F^2}{C_{ПР}} \cdot p_3\right)}, \end{array} \right. \quad (2.14)$$

где k – показатель адиабаты (для воздуха $k = 1.4$);

μ_1 – коэффициент расхода пневмосопротивления клапана модулятора;

μ_2 – коэффициент расхода пневмосопротивления трубопровода;

μ_3 – коэффициенты расхода пневмосопротивления тормозной камеры,

f_1 – площадь проходного сечения клапана модулятора;

f_2 – площадь проходного сечения трубопровода;

f_3 – площадь проходного сечения тормозной камеры;

$V_{кр}$ – критическая скорость, $V_{кр} = \sqrt{kRT}$,

R – газовая постоянная, для воздуха $R = 287,14 \text{ м}^2/(\text{с}^2 \cdot \text{К})$;

T – абсолютная температура воздуха перед дросселем;

A и B – коэффициенты аппроксимации газодинамических функций, $A = 0,654$, $B = 1,13$;

F^2 – функция площади диафрагмы тормозной камеры;

$C_{ПР}$ – жесткость пружины;

V_0 – начальный объем тормозной камеры.

Динамическая характеристика в случае опорожнения описывается аналогичной системой дифференциальных уравнений газодинамических функций:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= -\frac{k \cdot \mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{кр} \cdot p_1}{V_1} \cdot \frac{A(p_a - p_1)}{B \cdot p_a - p_1} + \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{кр} \cdot p_1}{V_1} \cdot \frac{A(p_1 - p_2)}{B \cdot p_1 - p_2} + \\ &+ \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{кр} \cdot p_2}{V_1} \cdot \frac{A(p_2 - p_3)}{B \cdot p_2 - p_3}, \\ \frac{dp_2}{dt} &= -\frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{кр} \cdot p_2}{V_4} \cdot \frac{A(p_2 - p_1)}{B \cdot p_2 - p_1} + \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{кр} \cdot p_2}{V_2} \cdot \frac{A(p_2 - p_3)}{B \cdot p_2 - p_3}, \\ \frac{dp_3}{dt} &= -\frac{\mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{кр} \cdot p_3 \cdot \frac{A(p_3 - p_2)}{B \cdot p_3 - p_2}}{\frac{F^2}{C_{ПР}} \left(1 + \frac{1}{k}\right) \cdot p_3 + \left(V_0 - \frac{F^2}{C_{ПР}} \cdot p_3\right)}, \end{aligned} \right. \quad (2.15)$$

В процессе изучения научной литературы [51, 52] установлено, что если модулятор осуществляет периодические движения в пневмосистеме при отсутствии внешней возмущающей силы, то он представляет собой совместно с ресивером и исполнительным органом автоколебательную систему.

Если модулятор работает в двухпозиционном режиме и управляющий орган клапана-распределителя в процессе циклической работы занимает лишь два крайних положения, то получается прямоугольная волна вида 1 (рис. 2.7, а, б, в), которая описывается выражением (2.16)

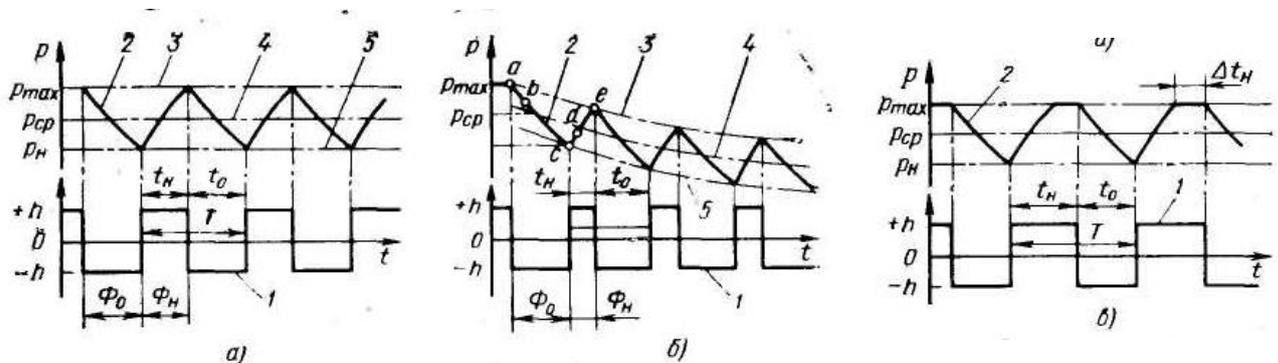


Рис. 2.7. Динамические характеристики пневмопривода в циклическом режиме работы при регулировании давления по двухфазному циклу

$$x(t) = \begin{cases} +h \operatorname{при} (n-1)T \leq t \leq nT - t_0; \\ -h \operatorname{при} (n-1)T + t_n \leq t \leq nT. \end{cases} \quad (2.16)$$

где $+h$ - перемещение управляющего органа в крайнее положение «Впуск», м;
 $-h$ - перемещение управляющего органа совместно с клапаном в положение «Выпуск» (нулевым положением $h = 0$ управляющего органа и клапана считается положение «Закрыто», когда все каналы в распределителе закрыты);
 n - порядковый номер цикла, м;
 t_n - длительность фазы наполнения, с;
 t_0 - длительность фазы опорожнения, с;
 $T = t_n + t_0$ - период, с.

Амплитуда и характер колебаний давления в исполнительном органе - камере 3 (рис. 2.6) зависят от пневмосопротивлений всей цепи, соединяющей ресивер с камерой 3, пневмосопротивления выпускного канала, объема исполнительного органа, а также от длительности фаз опорожнения (Φ_0) и наполнения (Φ_n). Можно при определенной величине t_0 и t_n получить одинаковую величину падения и последующего нарастания давления в исполнительном органе. В таком случае получаются установившиеся колебания давления с горизонтальными верхней 3 и нижней 5 огибающими (кривая 2 на рис. 2.7, а).

При других значениях скважности циклического входного воздействия, когда величина падения давления в исполнительном органе больше величины нарастания давления за цикл, получаются нисходящие колебания (рис. 2.7, б). Когда при определенной скважности величина нарастания давления обеспечивается больше, чем величина его падения, колебания давления становятся восходящими. Если восходящие колебания давления ограничиваются сверху давлением в ресивере P_{\max} , то могут при

определенной скважности установятся срезанные сверху колебания 2, показанные на рис. 2.7, в. Таким образом время выдержки постоянного давления t_b зависит от конструктивных параметров привода, а также от длительности фазы наполнения t_n . Чем больше величина t_b , тем больше время выдержки при одном и том же значении t_0 .

2.2.3. Граничное движение колеса в тормозном режиме

Для оценки работы АБС требуется вводить математическое описание процесса качения колеса в тормозном режиме (рис. 2.8).

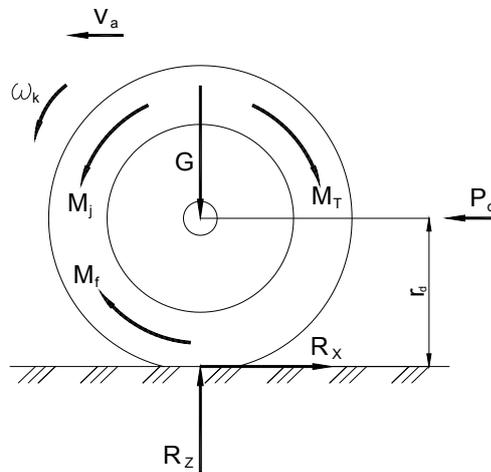


Рис. 2.8. Схема нагружения тормозящего колеса:

V_a - скорость автомобиля, м/с;

ω_k - угловая скорость колеса, рад/с;

M_T - тормозной момент Н·м;

M_j - инерционный момент колеса, Н·м;

M_f - момент сопротивления качения колеса, Н·м;

R_x - реализуемая колесом тормозная сила, Н ;

R_z - нормальная реакция дороги, Н;

r_d - динамический радиус колеса, м;

P_o - толкающая сила колеса, Н.

G – вертикальная нагрузка, Н.

При этом необходимо учитывать следующие положения:

- имеет место качение деформируемого объекта (колеса) по недеформируемой поверхности;

- силы сопротивления при торможении действуют непосредственно на колесо, способствуя тем самым его замедлению;

Приведенная сила сопротивления движению (сопротивления качению, аэродинамическая и т.д. в данной модели не учитывается).

Если учитывать только силовые составляющие, то согласно обозначениям (рис. 2.8) можно записать следующее уравнение баланса сил относительно центра вращения колеса:

$$M_T + M_f - M_j - R_X \cdot r_d = 0. \quad (2.17)$$

С учетом выражения для инерционного момента колеса

$$M_j = -J_k \frac{d\omega_k}{dt}, \quad (2.18)$$

где J_k - момент инерции колеса, кг·м²;

$\frac{d\omega_k}{dt}$ - угловое замедление колеса, рад/с².

Уравнение (2.18) для случая полной реализации сцепления колеса примет вид

$$-\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{M_T + M_f - R_X \cdot r_d}{I_k}. \quad (2.19)$$

Здесь M_f - момент сопротивления качения колеса.

Для решения дифференциального уравнения (2.19) требуется задать функции $M_T = f(t)$, $\varphi = f(s)$. В первом приближении принимаем, что тормозной момент изменяется по линейному закону:

$$M_T = M_T^0 + k_m \cdot t, \quad (2.20)$$

где M_T^0 - начальное значение тормозного момента, Н·м;

k_m - коэффициент пропорциональности.

А исходя из кинематических параметров, угловое замедление имеет вид:

$$-\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{1}{r_d} \left[-\frac{dV_a}{dt}(1-S) - V_a \frac{dS}{dt} \right], \quad (2.21)$$

где V_a – линейная скорость качения колеса, м/с;

S – проскальзывание колеса относительно опорной поверхности, выраженное в процентах.

Таким образом, система уравнений (2.20), (2.21) определяет закон изменения скорости одиночного колеса. Анализ данной системы показывает, что наряду с темпом изменения тормозного момента и характером φ - S зависимости на процесс блокирования существенное влияние оказывают конструктивные параметры автомобиля, и особенно момент инерции колеса и его динамический радиус.

2.3. Моделирование φ - S кривой

В предыдущих исследованиях установлено, что проскальзывание колеса зависит от коэффициента сцепления φ_x с опорной поверхностью, который может быть описан различными способами.

Следует отметить, что исследование качения автомобильного колеса, на различных поверхностях, занималось значительное количество исследователей [63, 66, 82, 143, 145]. Например, исследователь Burckhardt M. [82] для описания коэффициента сцепления предложил, экспоненциальную зависимость вида:

$$\varphi_x = C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot S}) - C_3 \cdot S, \quad (2.22)$$

где C_1 – коэффициент, определяющий максимум кривой

$$C_1 = \varphi_{\max}, \quad (2.23)$$

где C_2 – коэффициент, определяющий форму кривой

$$C_2 \cdot e^{-C_2 \cdot S} = \frac{C_3}{C_1}, \quad (2.24)$$

где C_3 – коэффициент, учитывающий падение коэффициента сцепления от максимума до коэффициента скольжения при полном блокировании

$$C_3 = \varphi_{\max} - \varphi_{\text{БЛ}}. \quad (2.25)$$

Однако, если зависимость $\varphi_x = f(S)$ представить в виде двух парабол, то получим систему уравнений с коэффициентами $a_0, b_0, c_0, d_0, a_1, b_1, c_1$ и d_1 , описывающими характер данной кривой [8], а именно:

$$\varphi_x = \begin{cases} a_0 S^2 + b_0 S + c_0 & \text{при } S \leq S_{\text{КР}} \\ a_1 S^2 + b_1 S + c_1 & \text{при } S \geq S_{\text{КР}} \end{cases}. \quad (2.26)$$

В предложенной системе уравнений коэффициенты d_0 и d_1 описывают прогиб первой и второй парабол на соответствующих участках во всем диапазоне проскальзывания.

Сравнительный анализ методов описания $\varphi-S$ диаграммы с экспериментальными данными показал (рис.2.9), что при одинаковых исходных данных, полученных при обработке экспериментальной $\varphi-S$ диаграммы $\varphi_{\max} = 0.54$, $\varphi_{БЛ} = 0.38$ и $S_{КР} = 16\%$ (качение автомобильного колеса в тормозном режиме по металлическому барабану), сходимость предложенного метода описания реализуемого коэффициента сцепления, система уравнений (2.26), не превышает 12% на ветви до критического проскальзывания и 1.5% после критического проскальзывания, а погрешность расчета экспоненциальным методом Burckhardt M. [82] на ветви до критического проскальзывания показала расхождение с экспериментом на 23%, погрешность на ветви после критического проскальзывания – 7%.

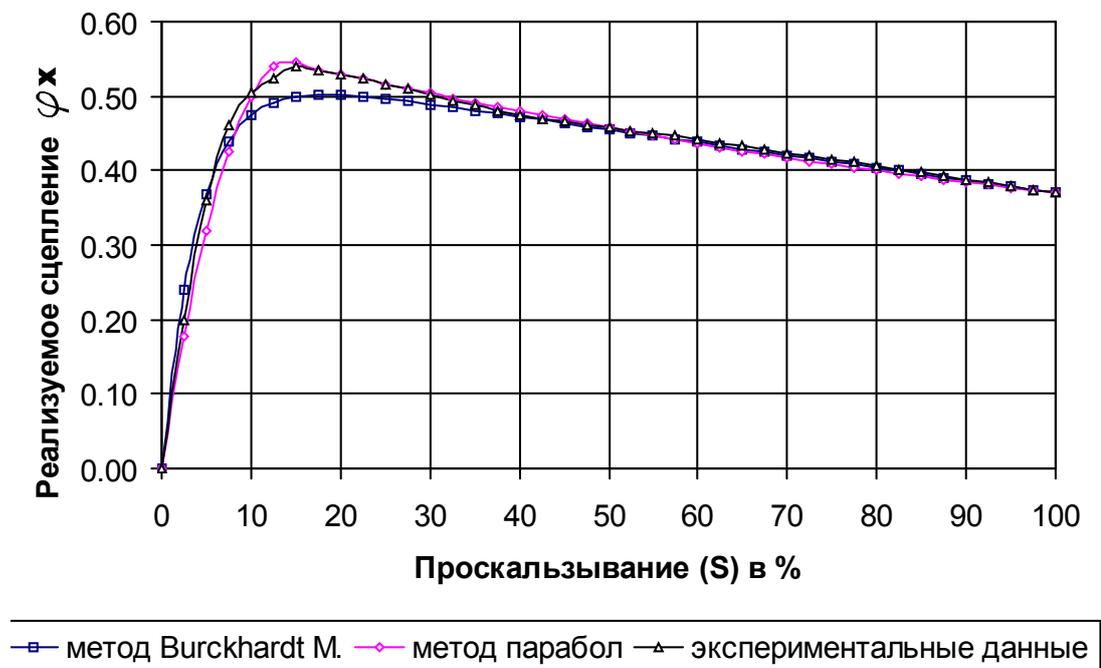


Рис. 2.9. Сравнение методов описания экспериментальных $\varphi-S$ диаграмм

С учетом уравнения коэффициента сцепления (2.26) представляется возможным определения реализуемой колесом тормозной силы, которая также зависит от нагрузки G , приходящейся на колесо.

2.4. Моделирование тормозного механизма

Принято, что характеристика тормозного механизма обычно выражается зависимостью $M_m = f(P_k)$, которая представляется в виде замкнутой петли [145]. Проведенными в Морозовым Б.И. исследованиями доказано, что при определении динамических характеристик тормозного механизма при учете гистерезиса в первую очередь необходимо как можно точнее учесть площадь кривой [145]. При этом характер протекания кривых особого значения не имеет, что позволяет осуществить замену нелинейных зависимостей линейными. Последнее существенно упрощает моделирование гистерезиса тормозов.

На рис. 2.10 этот подход отражен наложенной на реальный процесс линейной схемой аппроксимации зависимости $M_T(P_T)$. Величина давления P_{T0} определяет начальное давление затормаживания, обусловленное усилием стяжных пружин и силами сопротивления.

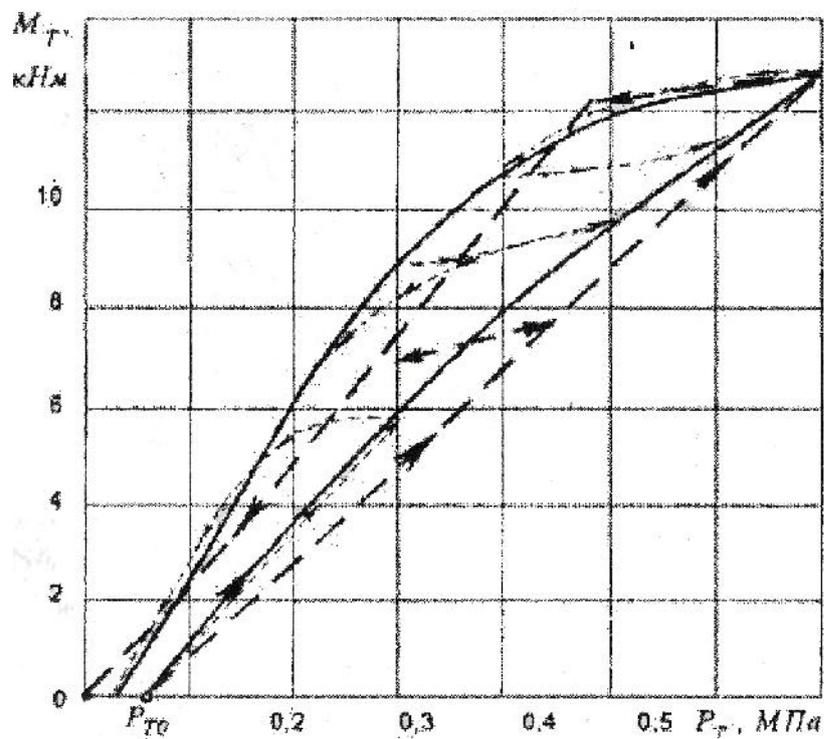


Рис. 2.10. Схема моделирования гистерезиса тормозного механизма автомобиля КамАЗ 5320 [145]

На участках нарастания и падения давления коэффициенты линейного уравнения соответственно равны K_{M1} и K_{M2} , а для линий перехода - K_p . Тогда уравнения, описывающие изменение тормозного момента для ветви затормаживания, примут следующий вид

$$\begin{cases} M_{T1} = K_{M1}(P_T - P_{T0}) \geq 0; \\ M_{T2} = M_T^*(P_T - P_T^*); \\ M_T = \max(M_{T1}, M_{T2}), \end{cases} \quad (2.27)$$

где M_T - искомое значение тормозного момента, Н·м;

M_T^*, P_T^* - значения параметров на предыдущем шаге расчета, Н·м, МПа.

Соответственно, для ветви растормаживания имеем

$$\begin{cases} M_{T1} = K_2(P_T) \geq 0; \\ M_{T2} = M_T^* + K_p(P_T - P_T^*) \geq 0; \\ M_T = \min(M_{T1}, M_{T2}). \end{cases} \quad (2.28)$$

Таким образом, данные уравнения обеспечивают учет гистерезисных потерь в тормозном механизме.

2.5. Моделирование качения колеса на стенде с инерционным барабаном

Решение системы дифференциальных уравнений динамики торможения автомобильного колеса на инерционном барабане (опорной поверхности), позволяет построить зависимости изменения углового ускорения, скорости, проскальзывания и изменение коэффициента сцепления от времени процесса торможения:

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{M_T + M_f - R_X \cdot r_d}{I_k}; \\ \frac{d\omega_b}{dt} = -\frac{R_X \cdot r_b}{I_b}; \\ R_X = G \cdot \varphi_X; \\ \varphi_X = f(S); \\ S = \frac{\omega_b \cdot r_b - \omega_k \cdot r_k}{\omega_b \cdot r_b}; \\ M_T = k \cdot t + \Delta k \cdot \Delta t. \end{array} \right. \quad (2.29)$$

В общем виде структуры моделей совместной работы модулятора с ШЭД, контура ПТП, движения колеса по опорной поверхности в приложении Simulink программного продукта MathLab 7.0 (приложении Б).

Входное воздействие формируется блоком и представлено в виде функции изменения скорости колеса по времени.

Перемещение золотника модулятора и изменение давления в аппаратах моделируется соответствующими блоками.

2.6 Реализация математической модели

Совместное решение уравнений (2.9) и (2.13) согласуется с экспериментальными данными, полученными в работах других авторов [140, 141] и представлено на рис. 2.11. Изменение величины тока в обмотке ШЭД соответствует моменту на валу ШЭД и как следствие преобразуется в перемещение золотника.

Так же было изучено влияние быстродействия модулятора на необходимый момент на валу шагового электродвигателя рис. 2.12. Из анализа рис.2.12 установлено, что высокое быстродействие модулятора с ШЭД обеспечить проблематично, поэтому для разработанного модулятора было выбрано быстродействие при наполнении равное 0,1с, при опорожнении 0.02с.

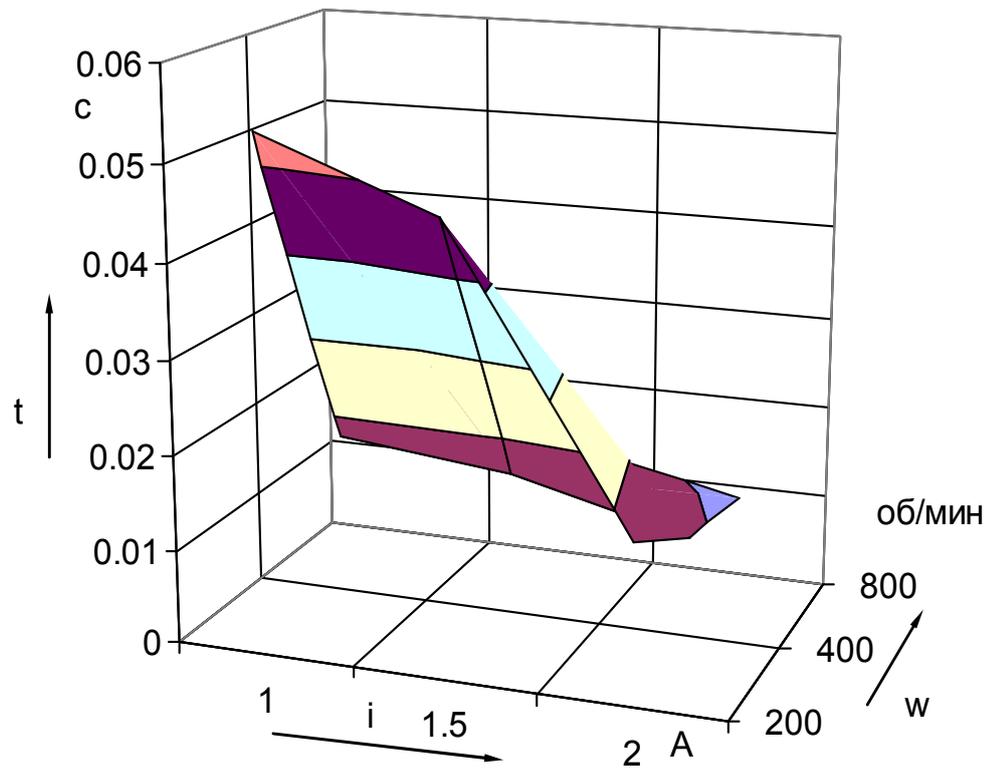


Рис. 2.11. Зависимость времени перемещения одного шага золотника модулятора АБС прямого действия от силы тока и угловой скорости ШЭД:

i – сила тока на обмотках ШЭД, А;

w – угловая скорость ШЭД об/мин;

t – время перемещения золотника, с.

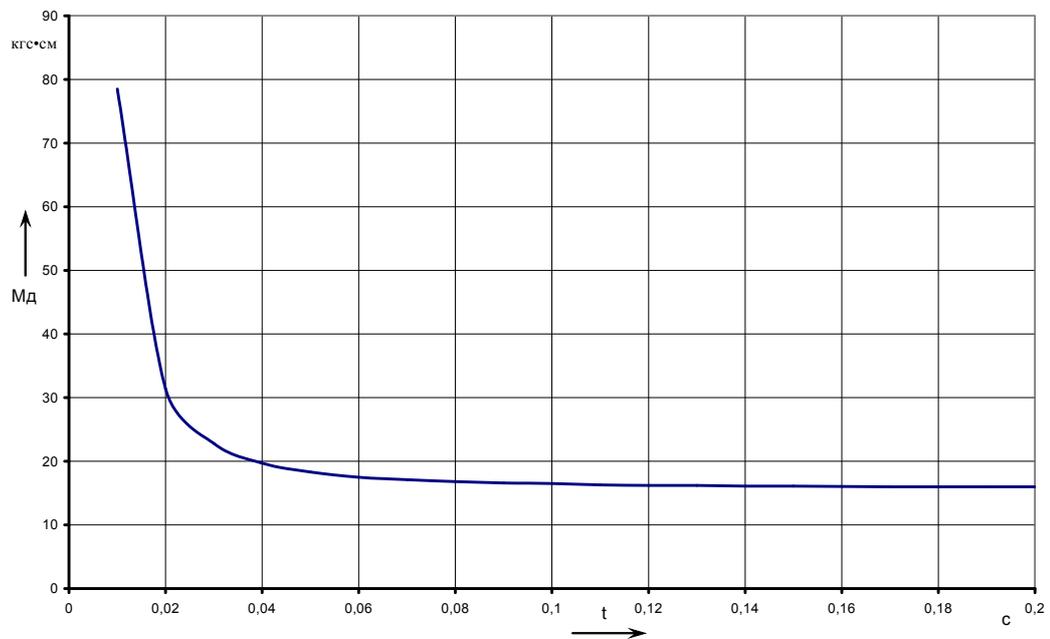


Рис. 2.12. Зависимость влияния быстродействия модулятора на необходимый момент на валу шагового электродвигателя

Зависимости, представленные на рис. 2.13...2.14, отражают изменение параметров рабочего процесса контура рабочей тормозной системы с модулятором АБС прямого действия с ШЭД, колеса на инерционном стенде, имеющим конструктивные параметры:

- рабочий ход золотника $S=3$ мм;
- рабочая частота ШЭД $n=800$ шаг/с;
- диаметр приводной шестерни ШЭД $d=10$ мм.

Параметры стенда:

- тип тормозной камеры – 20;
- радиус колеса $r_k = 0,505$ м
- радиус барабана $r_6 = 0.496$ м
- момент инерции колеса $M_{jk} = 17$ Нм·с²;
- момент инерции колеса M_k

Начальные условия:

- нагрузка на колесо $R_z = 24500$ Н;
- скорость $V_T = 60$ км/ч;
- начальное давление в ресивере $P_p = 0,8$ МПа

Диаграммы (рис. 2.13...2.14) отображают характер динамического изменения состояния колеса на опорных поверхностях с разным коэффициентом сцепления при циклической работе АБС с модулятором прямого действия с ШЭД.

Одновременно моделировалось динамическое состояние контура пневматического тормозного привода при торможении колеса на опорной поверхности (рис. 2.15).

Кроме этого было испытано и смоделировано динамическое состояние контура ПТП с учетом расхода воздуха из питающей части привода, имитируя испытания на эффективность АБС по расходу сжатого воздуха (рис. 2.16...2.17). Условия проведения данного теоретического исследования опираются на исследования Кишкевича [50], где

экспериментально определялось падение величины давления воздуха в ресиверах при работе АБС.

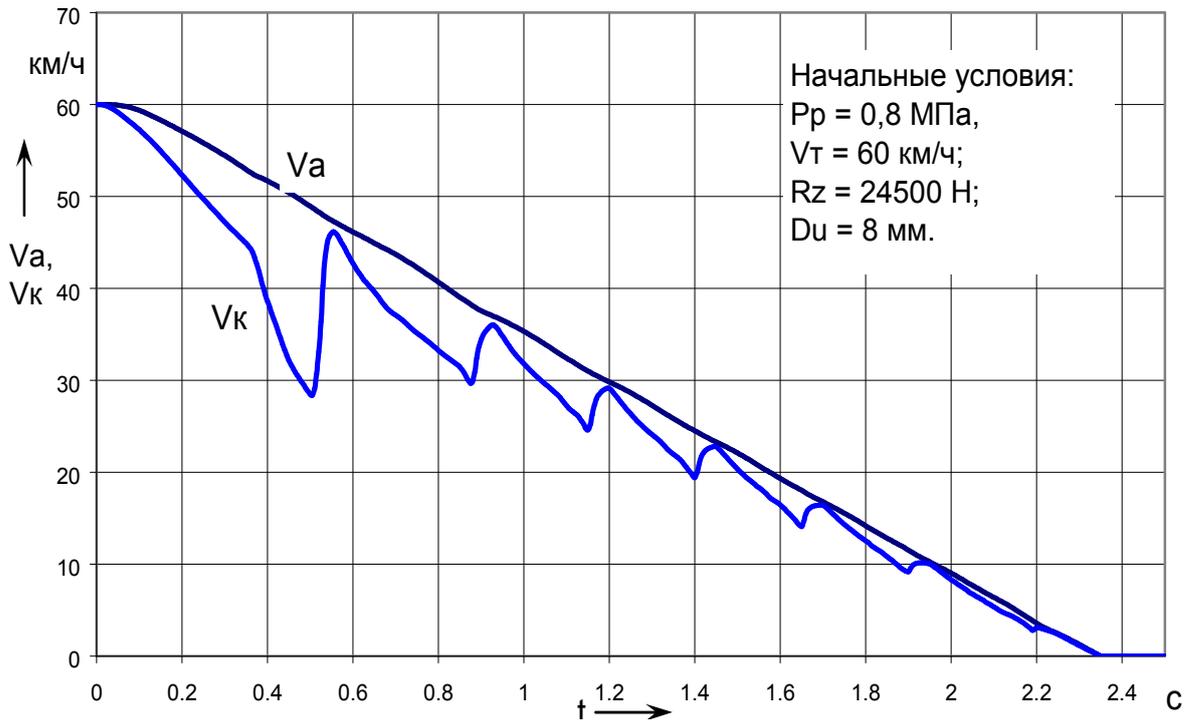


Рис. 2.13. Динамическое состояние колеса при торможении на опорной поверхности при работе АБС на поверхности с коэффициентом сцепления $\varphi_x = 0,8$.

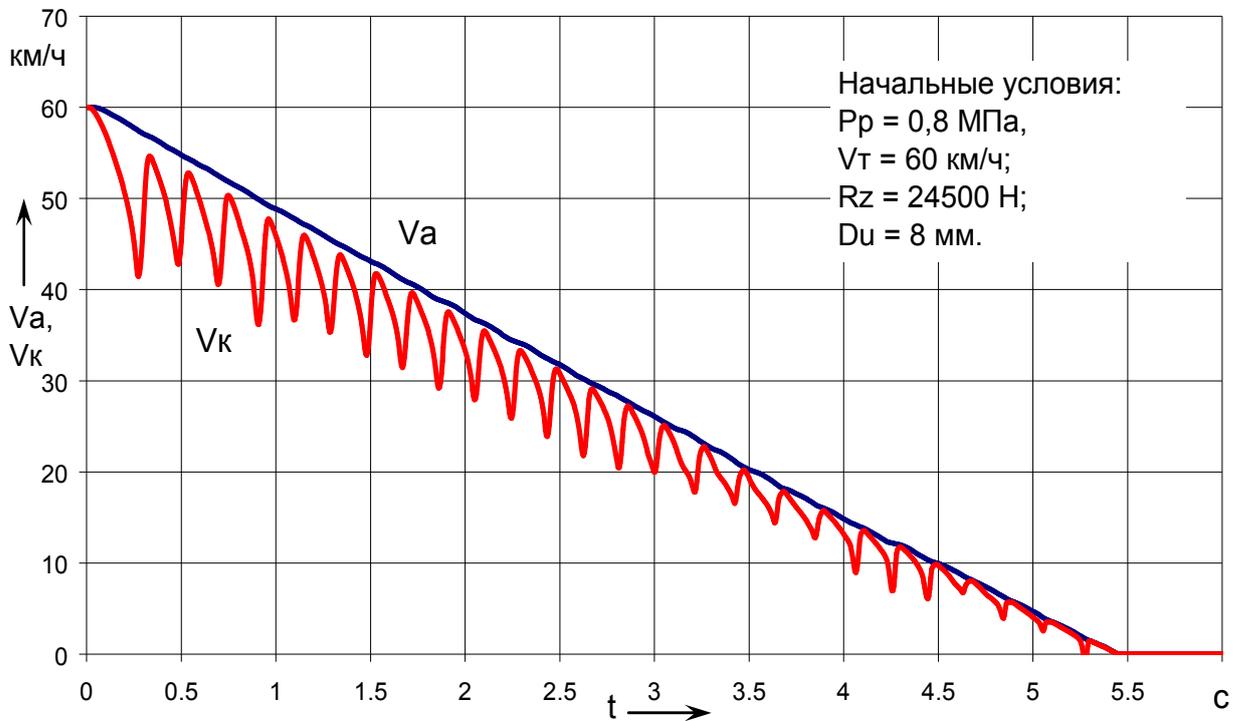


Рис. 2.14. Динамическое состояние колеса при торможении на опорной поверхности при работе АБС на поверхности с коэффициентом сцепления $\varphi_x = 0,2$.

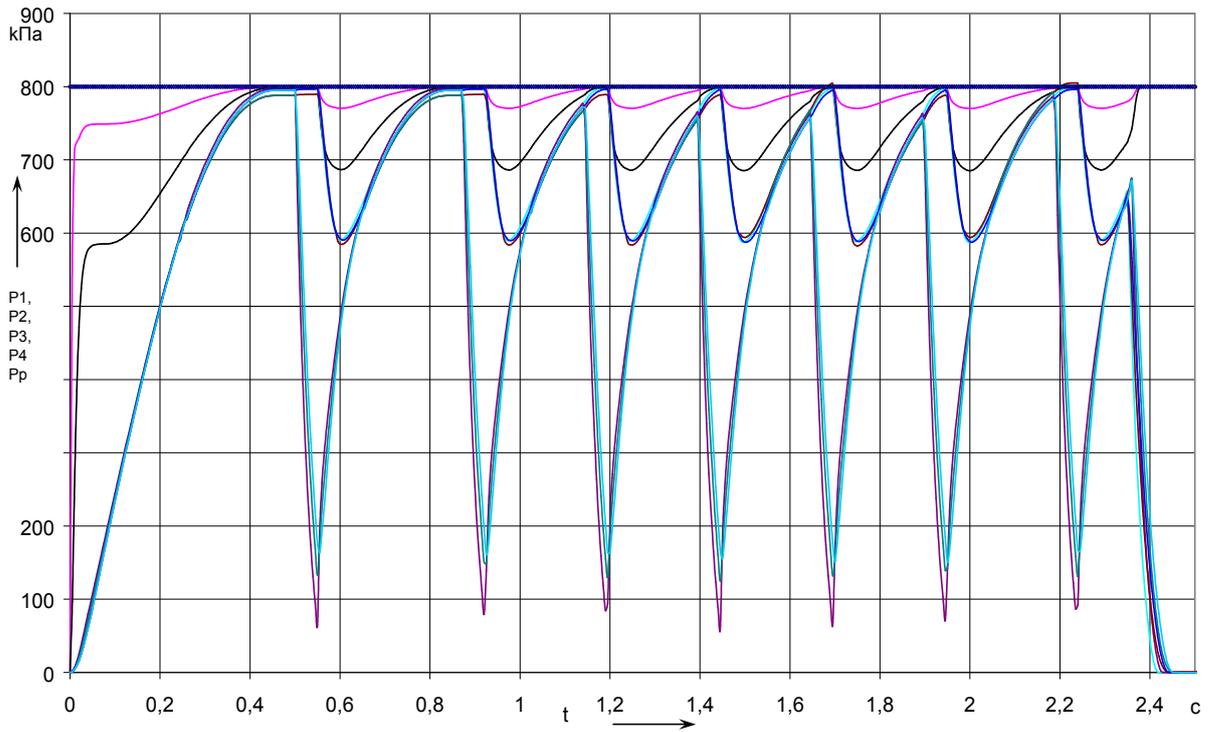


Рис. 2.15. Динамическое состояние ПТП при торможении колеса на опорной поверхности с коэффициентом сцепления $\varphi_x = 0,8$. при работе АБС без учета расхода воздуха из ресивера

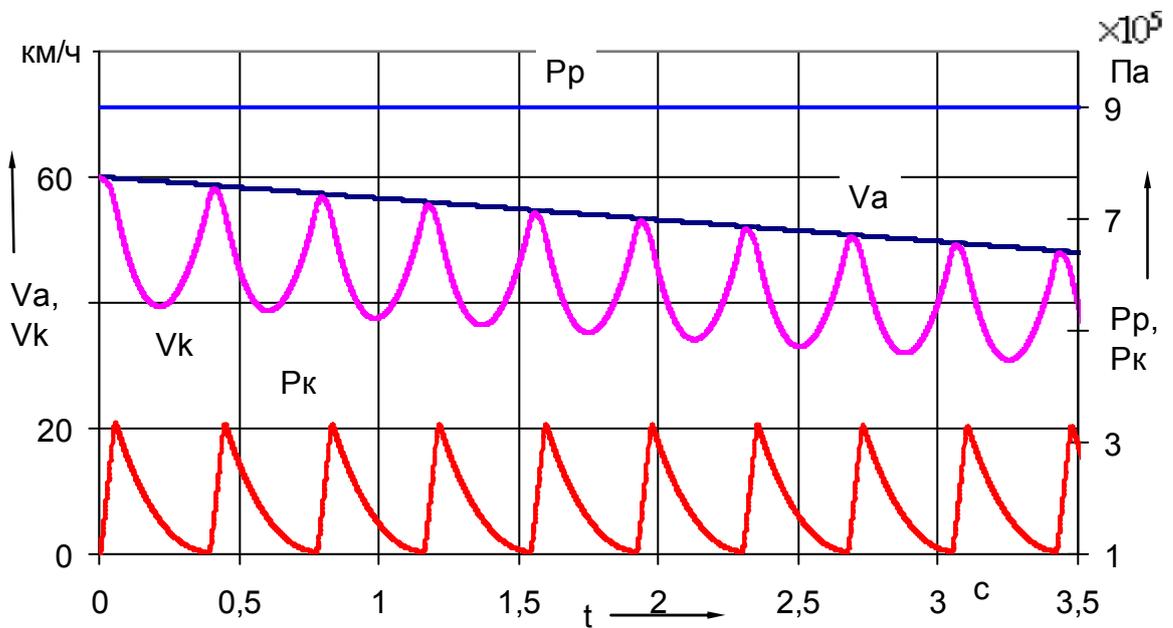


Рис. 2.16. Расчетные графики переходного процесса в конуре тормозной системы с АБС при торможении ТС на льду без учета расхода воздуха из ресивера.

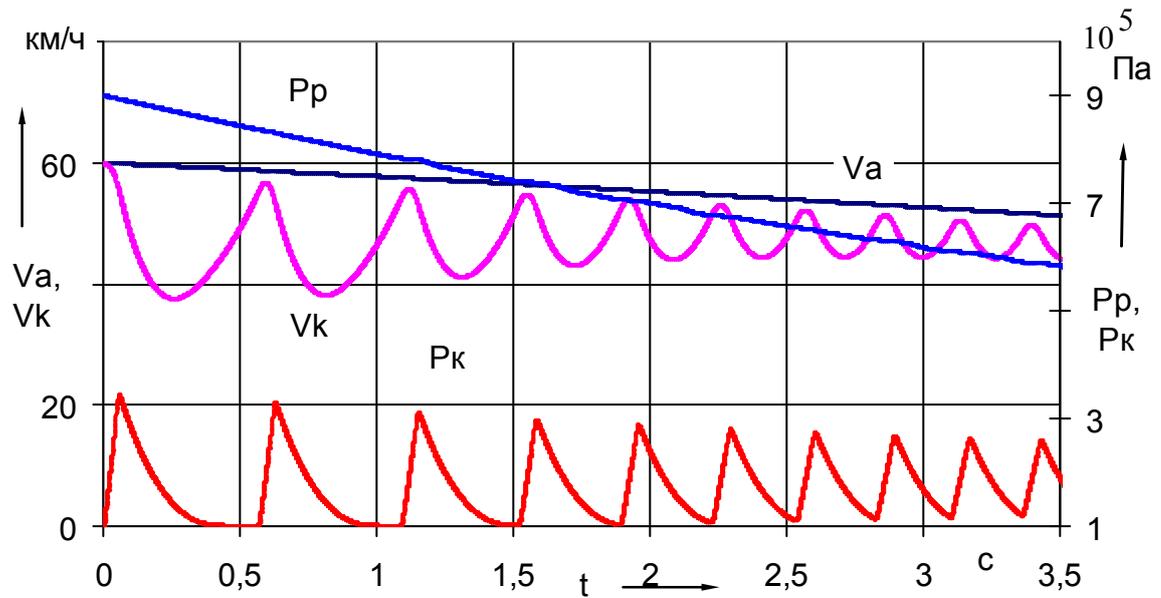


Рис. 2.17. Расчетные графики переходного процесса в контуре тормозной системы с АБС при торможении ТС на льду с учетом расхода воздуха из ресивера.

Полученные результаты были сравнены с результатами экспериментальных исследований [50], в которых также рассматривалось влияние расхода сжатого воздуха при работе АБС и свидетельствуют о жизнеспособности разработанной модели при определении параметров привода. Результаты наших исследований показали повышение точности моделирования переходного процесса в приводе при работе АБС на 7...10%.

Последующие экспериментальные исследования контура рабочей тормозной системы с модулятором АБС прямого действия позволят оценить адекватность модели, Однако в процессе выполнения экспериментального исследования необходимо еще получить реальные значения параметров рабочего процесса модулятора АБС прямого действия и влияния на рабочий процесс, а именно:

- величины порогового значения;
- изменения величины перемещения золотника модулятора.

Таким образом, для решения математической модели необходимо также провести экспериментальные исследования характеристик контура

рабочей тормозной системы с модулятором АБС прямого действия и оценить свойства системы АБС на соответствие нормативным требованиям по расходу рабочего тела и обеспечения адаптивных свойств.

Выводы по разделу

1. Получены математические выражения, позволяющие определить ограничения на расход воздуха для ПТП с АБС при условии удовлетворения правилам ЕЭК ООН №13 и ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002.

2. Разработанная математическая модель и методика моделирования позволяют оценить влияние параметров структурных элементов модулятора АБС прямого действия с ШЭД на рабочий процесс качения колеса при торможении.

3. Математическое моделирование позволяет исследовать все стадии рабочего процесса модулятора, в том числе воздействие параметров ШЭД.

4. Усовершенствованная математическая модель пневматического тормозного привода с АБС повышает точность определения расхода воздуха с ресивера при работе АБС.

РАЗДЕЛ 3

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОДУЛЯТОРА И СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

3.1. Синтез конструкции пневматического модулятора АБС

При выборе параметров модулятора учитываются результаты исследования раздела 2, а также следующие требования, необходимые для обеспечения эффективной работы АБС:

- а) простота схемы;
- б) надежность конструктивных элементов модулятора;
- б) обеспечение достаточной энергоемкости модулятора.

При разработке модулятора анализировались патентные источники по модуляторам АБС [15...36], что нашло отражение в первом разделе.

На основании проведенных исследований выбрана схема и разработана конструкция модулятора, изготовлен его опытный образец, который позволяет реализовать многофазовые алгоритмы в пневматическом тормозном приводе.

На рис. 3.1 представлена схема разработанного модулятора [136, 137], где в полости корпуса 1 расположен золотник 3, прижимаемый в исходное положение пружиной 2 к упору 4, с помощью которого достигается необходимая точность первоначальной установки золотника 3. Золотник 3 имеет осевое сквозное отверстие 5 и на наружной боковой поверхности по центру – зубчатую рейку 6, находящуюся в зацеплении с шестерней 7 вала 8 шагового электродвигателя 9. Концы золотника 2 в нормальном состоянии перекрывают выпускной канал 13 и поддерживают открытым впускной канал 12.

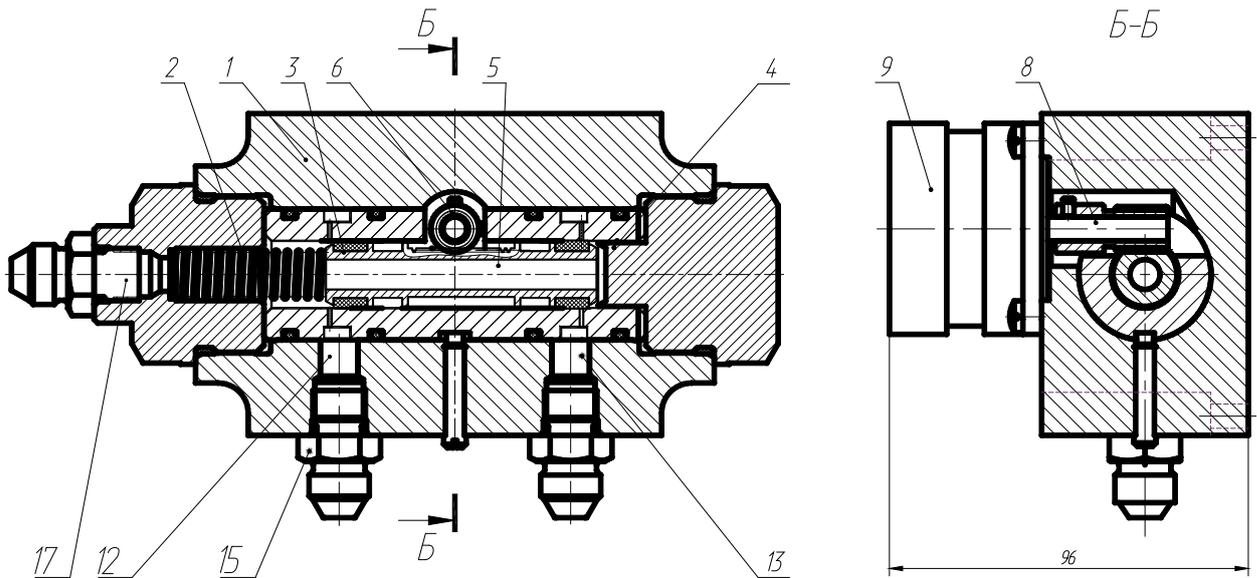


Рис. 3.1. Модулятор АБС прямого действия [136, 137]:

- 1- корпус;
- 2 – пружина;
- 3 – золотник;
- 4 – упор;
- 5 – осевое отверстие золотника;
- 6 - приводная шестерня;
- 8 –вал ШЭД;
- 9 – ШЭД;
- 12, 13 – впускной и выпускной каналы;
- 15, 17 – штуцеры.

Работа исследуемого модулятора в пневматическом тормозном приводе (рис. 3.2) с многофазным режимом регулирования давления в тормозной камере осуществляется следующим образом. При нажатии водителем на тормозную педаль 2 сжатый воздух из ресивера 1 через тормозной кран 2 и открытый клапан модулятора поступает в безштоковую полость тормозной камеры 3 и давит на диафрагму. Шток тормозной камеры воздействует через разжимной кулак на колодки тормозного механизма 4, и колесо начинает затормаживаться. При служебном торможении и отсутствии

вероятности возникновения блокирования колеса транспортного средства золотник 10 находится в исходном состоянии, поджатый пружиной 11 к упору 4. В данном состоянии модулятор свободно перепускает сжатый воздух от тормозного крана к тормозной камере через перепускной канал 12, при этом выпускной канал 13 перекрыт.

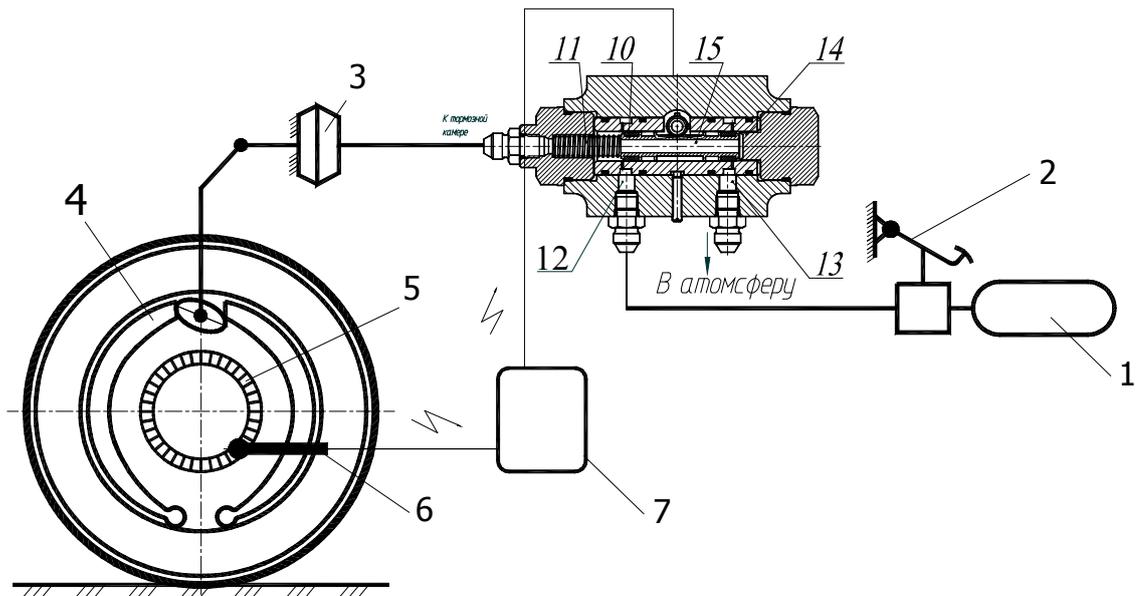


Рис. 3.2 Схема контура ПТП с АБС:

- 1 – ресивер;
- 2 – тормозной кран;
- 3 – тормозная камера;
- 4 – тормозной механизм;
- 5 – импульсное кольцо датчика скорости;
- 6 – датчик скорости колеса;
- 7 – электронный блок управления АБС.

В автоматическом режиме торможения – растормаживания модулятор АБС в контуре пневматического тормозного привода работает согласно описанию следующих фаз.

Фаза 1 - автоматическое растормаживание. При достижении колесом первого порогового значения (превышение углового замедления колеса ε_k заданного значения ε_n), которое определяется по датчику угловой скорости колеса 6, от электронного блока управления 7 поступает электрический сигнал на исполнительный элемент - ШЭД, который перемещает золотник 10 влево. При этом сначала золотник перекрывает отверстие 12 впускного клапана, разобщая исполнительный орган 3 с тормозным краном 2, а затем золотник 10 открывает отверстие 13 выпускного клапана. Сжатый воздух из полости тормозной камеры 3 через перепускной канал 15 сбрасывается в атмосферу. Из-за падения давления в тормозной камере падает тормозной момент на колесе (колесо растормаживается). При этом угловое замедление колеса уменьшается и колесо начинает разгоняться.

Фаза 2 – автоматическое торможение. При достижении колесом заданной величины углового ускорения (второго порогового значения) от электронного блока управления 7 поступает сигнал на исполнительный элемент для перемещения золотника 10 в обратную сторону. При этом золотник 10 возвращается в исходное положение, как показано на рис. 3.1. При этом связь полости тормозной камеры 3 с атмосферой через канал 13 перекрывается и открывается подача сжатого воздуха от секции тормозного крана 2 к тормозной камере 3. Колесо начинает интенсивно затормаживаться, и цикл работы модулятора АБС повторяется.

При работе модулятора в двухфазовом режиме управление осуществляется только с помощью двух фаз. Такое управление позволяет получить простейшую работу антиблокировочной системы, что повышает надежность и долговечность АБС, значительно упрощая систему управления, следовательно, и количество потребляемой электроэнергии. Однако, как было отмечено авторами [13, 50], наблюдается значительное перерегулирование и, как следствие, большой расход рабочего тела.

При трехфазовом режиме регулирования тормозного момента, кроме фаз автоматического растормаживания и торможения, имеется еще фаза выдержки давления в полости тормозной камеры.

Как видно из описанной работы разработанного модулятора, его быстродействие зависит от характеристик электронного исполнительного элемента - ШЭД и регулирующего запорного устройства. Время сигнала регулирования переходного процесса для разработанного модулятора запишется в виде:

$$t_p = t_{из} + t_{зол} . \quad (3.1)$$

где $t_{из}$ - время срабатывания шагового электродвигателя, с;

$t_{зол}$ - время перемещения золотника, с.

Для определения величины $t_{из}$ необходимо подобрать и рассчитать параметры электродвигателя. За счет выбора параметров модулятора (перемещение золотника 3 мм, делительный диаметр шестерни ШЭД $d_e = 10$ мм) по методике, представленной в главе 2, были получены необходимые параметры ШЭД (момент на валу ШЭД $M_{эл} \geq 5,5 \text{ кг} \cdot \text{см}$). В связи с этим, задача сводится к выбору вида ШЭД и закона управления им.

3.2. Выбор параметров и характеристики шагового электродвигателя

В настоящий момент основная масса шаговых электродвигателей являются гибридными [140]. Гибридные электродвигатели более дорогие, зато обеспечивают меньшую величину шага, больший момент и большую скорость. Типичное число шагов за оборот для гибридных электродвигателей составляет от 100 до 400 (угол шага 3.6 – 0.9 град.). Гибридные

электродвигатели сочетают в себе лучшие черты электродвигателей с переменным магнитным сопротивлением и электродвигателей с постоянными магнитами.

В зависимости от конфигурации обмоток гибридные шаговые электродвигатели делятся на биполярные и униполярные.

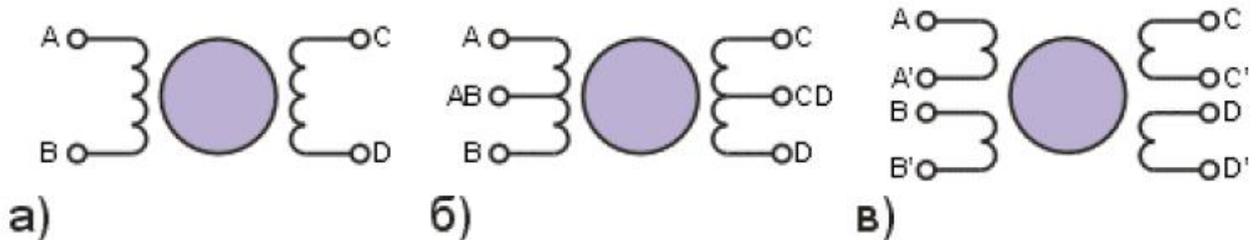


Рис. 3.4. Конфигурации гибридных шаговых электродвигателей:

а - биполярный электродвигатель;

б – униполярный;

в - универсальный.

В униполярном электродвигателе в каждый момент времени используется лишь половина обмоток. Другая половина просто занимает место в окне сердечника, что вынуждает делать обмотки проводом меньшего диаметра. В то же время в биполярном электродвигателе всегда работают все обмотки, т.е. их использование оптимально. В таком электродвигателе сечение отдельных обмоток вдвое больше, а омическое сопротивление соответственно вдвое меньше. Это позволяет увеличить ток в 1,4 раза при тех же потерях, что дает выигрыш в моменте примерно 40% при одних и тех же размерах.

Из рассмотренного выше можно сделать вывод, что для уменьшения потребления энергии, габаритов и массы шагового электродвигателя в конструкции модулятора необходимо использовать гибридный шаговый электродвигатель, по конфигурации обмоток – биполярный.

Для подбора оптимального шагового электродвигателя необходимо определить статический момент ШЭД, который выбирается в следующем порядке:

В разделе 2 было определено общее усилие на золотнике модулятора $F_{об}$, момент сопротивления нагрузки определяется по формуле:

$$M_H = F_{об} \cdot r, \quad (3.2)$$

где $F_{об}$ - усилие на золотнике модулятора, Н;

r - радиус зубчатого колеса, м.

Динамический момент электродвигателя выбирается по зависимости [140]:

$$M_D = \frac{M_H}{0.4}; \quad (3.3)$$

После выбора шагового электродвигателя необходимо проверить рассчитанный привод на резонанс. Этот эффект проявляется в виде внезапного падения момента на некоторых скоростях. Это может привести к пропуску шагов и потере синхронности. Эффект проявляется в том случае, если рабочая частота шагов совпадает с собственной резонансной частотой ротора электродвигателя.

Резонансная частота вычисляется по формуле [140]:

$$F_0 = (N \cdot T_H / (J_R + J_L)) 0.5 / 4 \pi, \quad (3.4)$$

где F_0 – резонансная частота, Гц;

N – число полных шагов на оборот;

T_H – момент удержания для используемого способа управления и тока фаз, Н·м;

J_R – момент инерции ротора, кг·м²;

J_L – момент инерции нагрузки, кг·м².

Таким образом, после необходимых расчетов и вычисления резонансной частоты, становится возможным подобрать ШЭД с оптимальными параметрами из имеющийся номенклатуры. Однако способ управления оказывает значительное влияние на выходные характеристики ШЭД [140, 141]. Поэтому необходимо проанализировать существующие способы и выбрать подходящий для поставленной задачи.

Существует несколько способов управления шагового электродвигателя.

Первый способ обеспечивается попеременной коммутацией фаз, при этом они не перекрываются, в один момент времени включена только одна фаза (рис 3.5 а). Этот способ называют "one phase on" full step или wave drive mode. Точки равновесия ротора для каждого шага совпадают с «естественными» точками равновесия ротора у незапитанного электродвигателя. Недостатком этого способа управления является то, что для биполярного электродвигателя в один и тот же момент времени используется 50% обмоток, а для униполярного – только 25%. Это означает, что в таком режиме не может быть получен полный момент.

Второй способ - управление фазами с перекрытием: две фазы включены в одно и то же время. Его называют "two-phase-on" full step или просто full step mode. При этом способе управления ротор фиксируется в промежуточных позициях между полюсами статора (рис. 3.5 б) и обеспечивается примерно на 40% больший момент, чем в случае одной включенной фазы. Этот способ управления обеспечивает такой же угол шага, как и первый способ, но положение точек равновесия ротора смещено на полшага.

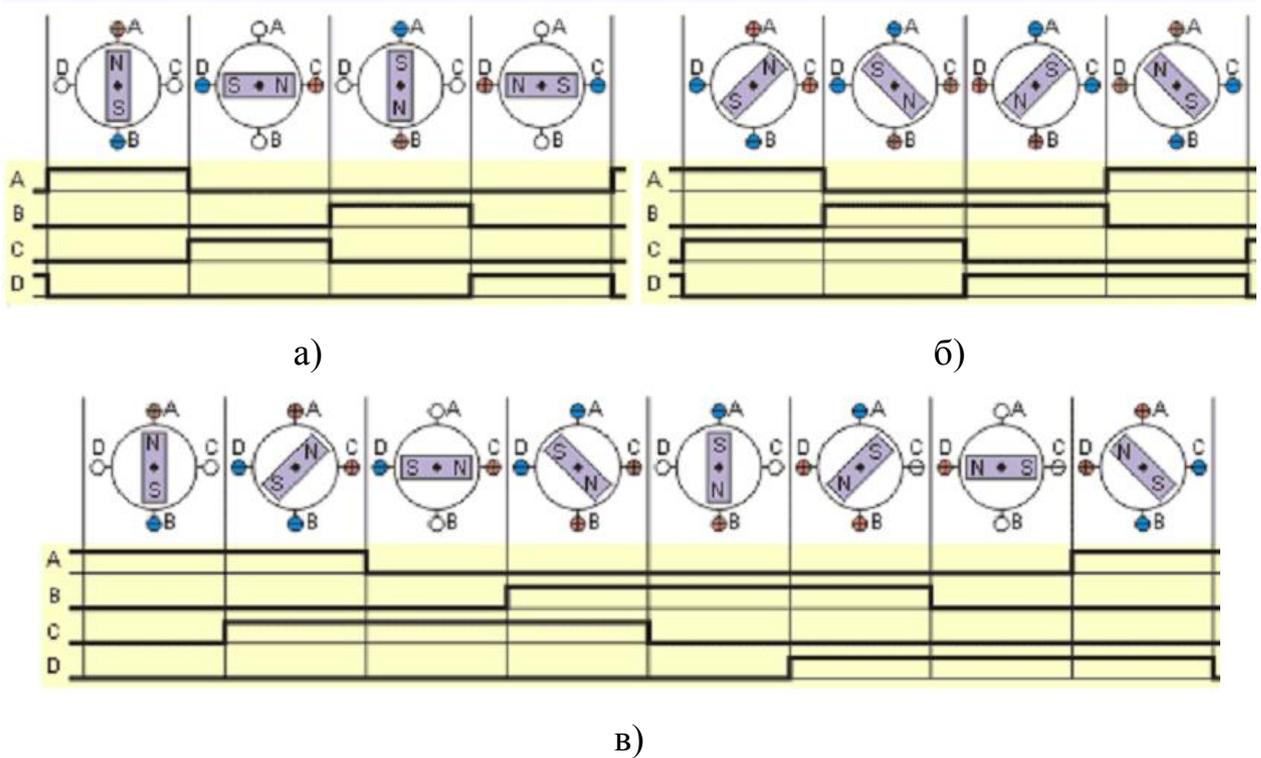


Рис. 3.5. Различные способы управления фазами шагового электродвигателя:

- а – полношаговый режим, включена одна фаза,
- б - полношаговый режим, включены две фазы,
- в – полушаговый режим.

Третий способ является комбинацией первых двух и называется полушаговым режимом, "one and two-phase-on" half step или просто half step mode, когда электродвигатель делает шаг в половину основного. Этот метод управления достаточно распространен, так как электродвигатель с меньшим шагом стоит дороже и очень заманчиво получить от 100-шагового электродвигателя 200 шагов на оборот. Каждый второй шаг запитана лишь одна фаза, а в остальных случаях две (рис. 3.5 в). В результате угловое перемещение ротора составляет половину угла шага для первых двух способов управления. Кроме уменьшения размера шага этот способ управления позволяет частично избавиться от явления резонанса.

Полушаговый режим обычно не позволяет получить полный момент, хотя наиболее совершенные драйверы реализуют модифицированный полушаговый режим, в котором электродвигатель обеспечивает практически полный момент, при этом рассеиваемая мощность не превышает номинальной.

Еще один способ управления называется микрошаговым режимом или *micro stepping mode*. При этом способе управления ток в фазах нужно менять небольшими шагами, обеспечивая таким образом дробление половинного шага на еще меньшие микрошаги. Когда одновременно включены две фазы, но их токи не равны, то положение равновесия ротора будет лежать не в середине шага, а в другом месте, определяемом соотношением токов фаз. Меняя это соотношение, можно обеспечить некоторое количество микрошагов внутри одного шага. Кроме увеличения разрешающей способности, микрошаговый режим имеет и другие преимущества, которые будут описаны ниже. Вместе с тем, для реализации микрошагового режима требуются значительно более сложные драйверы, позволяющие задавать ток в обмотках с необходимой дискретностью.

В современных системах автоматического управления для обеспечения гарантированного перемещения ротора шагового электродвигателя на один шаг используются управляющие импульсы с увеличенной длительностью или специальные режимы работы. Например, использование микрошагового режима работы шагового электродвигателя позволяет плавно перемещать ротор на один шаг, при этом время движения увеличивается по сравнению с полношаговым режимом [140]. Однако от ШЭД в модуляторе давления АБС требуется высокое быстродействие. Предельная же скорость вращения ШЭД определяется максимальной частотой управляющих импульсов. Из теории оптимального управления [146] известно, что одноимпульсное управление с ограничением по величине воздействия может обеспечить предельное по быстродействию позиционирование только для объектов первого порядка. Однако и натурное

исследование ШЭД, и анализ математических моделей показывает, что их порядок для ШЭД как объекта управления не ниже третьего, а его переходные процессы характеризуются значительными перерегулированиями. Это обстоятельство не позволяет использовать ШЭД на предельном быстродействии, так как при выборе предельной частоты управляющих импульсов приходится резервировать длительность последних с учетом времени затухания переходного процесса (рис. 3.6).

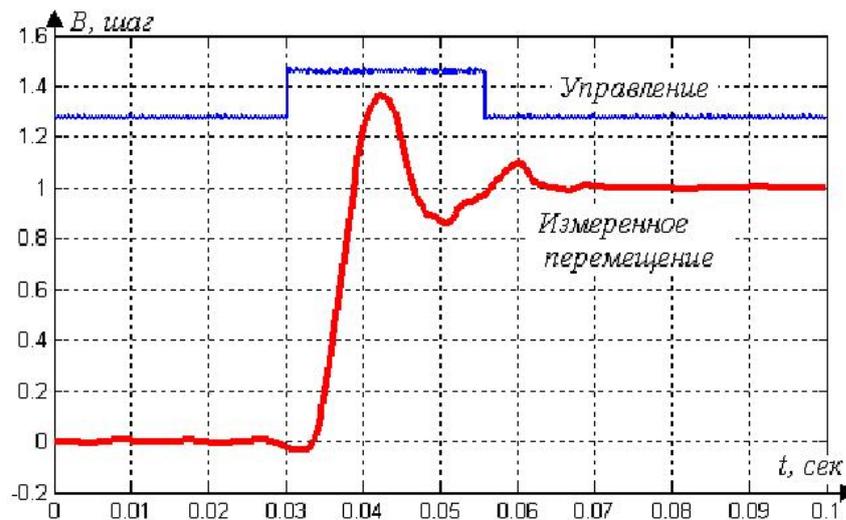


Рис. 3.6. Движение ротора ШЭД при одноимпульсном режиме работы

Известно [141], что предельное быстродействие при ограниченном управляющем воздействии достигается на последовательности импульсов переменного знака и длительности, но предельной амплитуды.

Поэтому для управления ШЭД предложен и реализован вариант управления двухфазный режим (рис. 3.7). В этом случае на фазу s_a обмотки статора подается «разгоняющий» импульс напряжения, а на фазу s_b , через некоторое время, — «останавливающий» отрицательный импульс напряжения.

Структура управления ШЭД с останавливающим импульсом обеспечивает меньшую амплитуду колебаний и попадание изменения углового положения ротора в 5% коридор регулирования за 10.3 мс, т.е. значительно быстрее «традиционного» одноимпульсного варианта. Как

показано в работе [141], длительности управляющих импульсов, а также момент подачи «останавливающего» импульса, оказывают влияние на переходный процесс в шаговом электродвигателе.

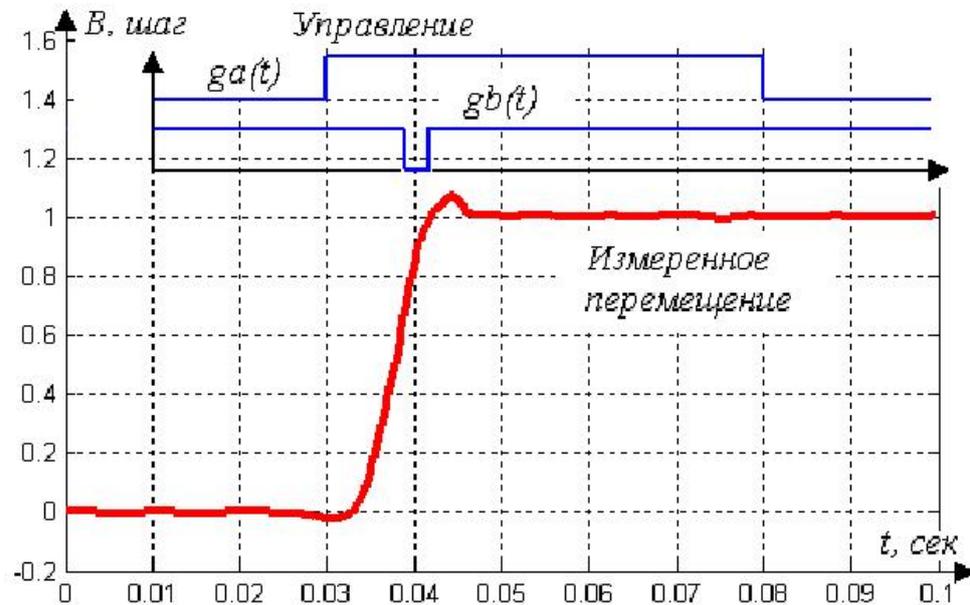


Рис. 3.7. Движение ротора ШЭД при двухфазном управлении

Проведенные исследования реального шагового электродвигателя [141] подтвердили результаты расчетов. Следовательно, возможно с помощью небольшого дополнительного импульса обеспечить подавление колебаний ротора и уменьшить время движения ротора на один шаг в 3...5 раз по сравнению с одноимпульсным управлением.

3.3. Выбор алгоритма работы АБС

Для обеспечения высокого качества регулирования процессом торможения при работе антиблокировочной системой необходимо использовать алгоритм, который имеет наибольшую помехоустойчивость, точность и стабильность работы. На сегодня известны три типа алгоритмов управления [146]. Алгоритмы третьего типа, из числа описанных, обладают

наивысшей помехоустойчивостью как по отношению высокочастотным шумам среды и собственным шумам системы.

Для алгоритма АБС необходимо применять третий тип алгоритмов управления, так как его структура позволяет получать наивысшую устойчивость и точность управления. На основании проведенных исследований выбрана схема (рис. 3.8) и реализован алгоритм управления модулятора АБС, способный выполнять поставленные задачи.



Рис. 3.8. Алгоритм с защитой памяти системы от накопления недостоверной информации

Разработанный алгоритм, включает в себя блок «алгоритм сторож». Эта часть программы отвечает за диагностику системы, как при включении, так и в процессе работы. Таким образом, при включении зажигания, алгоритм проводит диагностику элементов системы, первоначально проверяется датчик угловой скорости на работоспособность, параллельно данному процессу проверяется работоспособность ШЭД, путем подачи небольшого количества импульсов в одном и обратном направлении, и отслеживается по диагностическому датчику, угловое перемещение ротора ШЭД. В процессе работы отслеживаются те же самые параметры,

работоспособность датчика и ШЭД. Данный элемент алгоритма так же отвечает за фильтрацию получаемых сигналов с датчика скорости, при получении сигнала и обработки его ЭБУ «алгоритм сторож» сравнивает с заложенными пороговыми значениями сигнала, и в случае несоответствия полученного значения реально возможному, на допустимый порог сглаживает, и передает в память отфильтрованное значение. При выявлении ошибочных параметров регулирования, которые поступают в систему от датчика скорости, отсекает данное значение и вносит их в карантинную часть памяти. При накоплении определенного количества ложной информации или при выходе из строя элемента системы, блок информирует субъекта управления, о наличии неисправности.

Блок «памяти» отвечает за хранение информации, как непосредственно части преобразователя информации, так и данных полученных с колесного датчика. Таким образом, в блоке «память» находятся все закономерности параметры и критерии, по которым работает блок «алгоритм сторож» и блок «преобразователь информации». В блоке памяти зарезервирована область для хранения и накопления полученных ошибок, что необходимо для работы блока «алгоритм-сторож».

Блок «преобразователь информации», это часть программы, которая преобразовывает параметры регулирования, проводит логические вычисления и выдает управленческое решение на исполнительный орган. Он работает следующим образом:

При получении управляющего сигнала от датчика угловой скорости, это значение преобразуется в значение соответствующее реальному времени прохождения от вершины до вершины зуба импульсного колеса вблизи датчика. Данному значению присваивается порядковый номер и заносится в память. Параллельно с данным процессом при получении следующего значения, наличие которого позволяет выполнить расчет по заложенной математической формуле параметра регулирования. Например, простейшим

параметром регулирования является относительное изменение скорости сигнала приходящего с датчика, вычисляется по формуле:

$$P_p = \frac{(t_{i+1} - t_i)}{t_{i+1}} \cdot K, \quad (3.5)$$

где t_i - значение предыдущего сигнала, с;

t_{i+1} - значение следующего сигнала, с;

K – коэффициент усиления.

После получения регулировочного значения, проверяется первое условие по выполнению порогового значения (P_{np1}).

$$P_p \geq P_{np1} \quad (3.6)$$

При невыполнении условия (3.6), цикл повторяется, так происходит до момента выполнения условия, причиной которого стала тенденция блокирования колеса, в данной ситуации блок «преобразователь информации» подает необходимое, заранее заложенное число импульсов, на ШЭД для отработки модулятором фазы растормаживания.

Параллельно данному процессу, постоянно идет вычисление последующих параметров регулирования. Однако при выполнении первого условия, начинается проверка второго условия $P_p \leq P_{np2}$. При невыполнении условия $P_p \leq P_{np2}$ сохраняется предыдущее состояние. Как только условие выполнилось, блоком «преобразователь информации» подается сигнал на ШЭД для отработки модулятором фазы затормаживания (при двухфазном регулировании) или комбинации сигналов для выполнения фазы затормаживания и выдержки. Далее преобразователь информации

возвращается к проверке условия (P_{np1}) и цикл повторяется. Данный блок позволяет реализовать многофазное нециклическое регулирование.

В соответствии с предлагаемым алгоритмом переключение фаз регулирования производится релейно, но строгое чередование фаз отсутствует. Предусмотрены фазы быстрого повышения и понижения давления. В качестве контролируемого параметра используются относительное изменение сигналов приходящих с датчика скорости. Так как моделирование реального сигнала с датчика динамического состояния колеса затруднено. Значение параметров порогов были выбраны экспериментальным путем. При этом был проведен ряд экспериментов при одинаковых начальных условиях, в которых варьировались пороги P_{np1} - порог на растормаживание колеса и P_{np2} - порог на затормаживание колеса (см. рис. 3.9...3.14). Оценка влияния порогового значения выполнялась по среднему замедлению, которое обеспечивалось при работе с АБС на промежутке .

На всех осциллограммах рис. 3.11...3.14 начальные условия имеют следующие обозначения:

P_p – давление сжатого воздуха в ресивере, МПа;

P_k - давление сжатого воздуха в тормозной камере, МПа;

V_n – начальная скорость торможения колеса, км/ч;

V_k, V_b – скорость колеса и бегового барабана соответственно, км/ч;

S_{tk} – перемещение рычага тормозного крана, мм;

R_z – вертикальная нагрузка на тормозящее колесо, Н;

D_u – внутренний диаметр проходного отверстия на входе в тормозную камеру, мм;

a – среднее замедление полученное в процессе торможения, m/c^2 .

Так при подборе P_{np1} - было выявлено, что регулирование возможно со значения 0,4. Так как значения меньше 0,4 попадают в интервал погрешности, «шумов» при определении расчетного значения. Это приводит

к срабатыванию фазы сброса, и срыву работы алгоритма. Так и при пороге $\Pi_{np1} = 0,4$, в нескольких испытаниях, система срабатывала раньше, что приводило к невозможности затормозить колесо. Результаты испытания алгоритма с порогом $\Pi_{np1} = 0.4$ и $\Pi_{np2} = 0.0$ приведены на рис. 3.9. При данном сочетании АБС обеспечивала замедление равно $4,15 \dots 4,24 \text{ м/с}^2$.

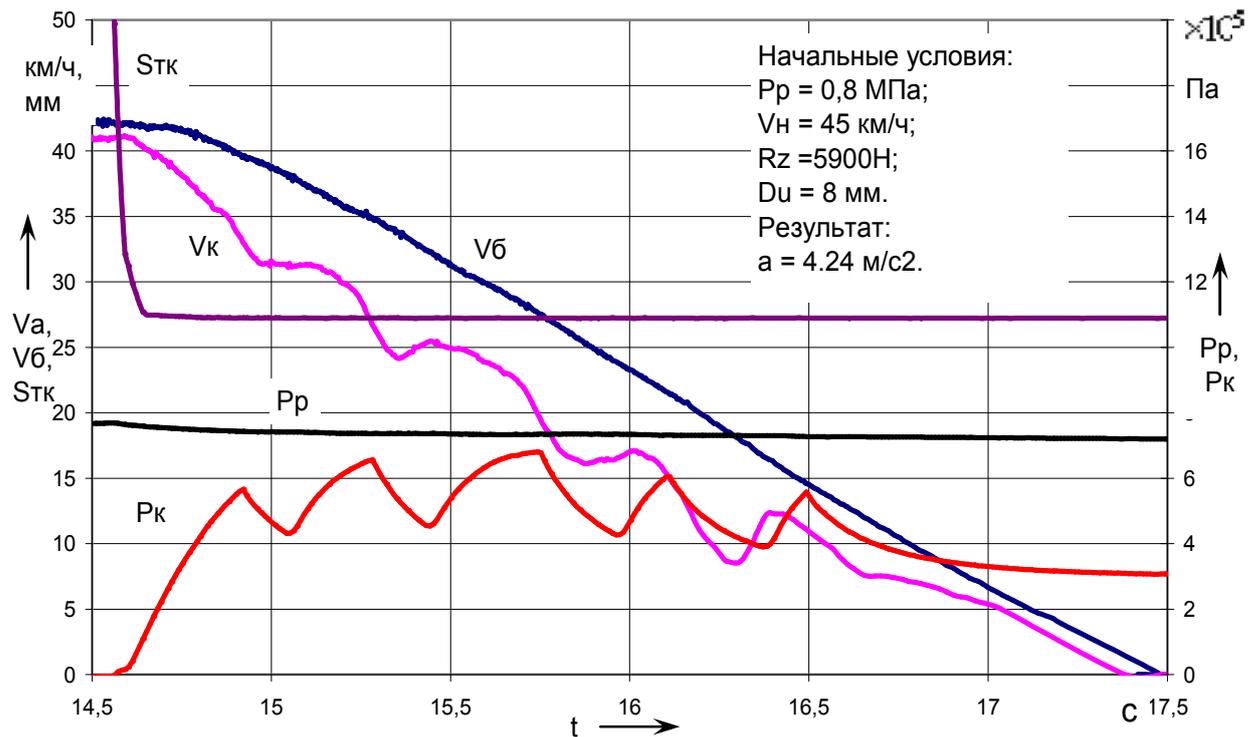


Рис. 3.9. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с разработанной АБС при порогах $\Pi_{np1} = 0.4$ и $\Pi_{np2} = 0.0$

При увеличении значения Π_{np1} было выявлено, что со значением $\Pi_{np1} = 0.5$ система ведет себя стабильно, без возникновения ложных срабатываний (рис. 3.10). Так при отработке сочетания пороговых значений $\Pi_{np1} = 0.5$ и $\Pi_{np2} = 0.0$ АБС обеспечивает среднее замедление в пределах $3,74 \dots 3,87 \text{ м/с}^2$.

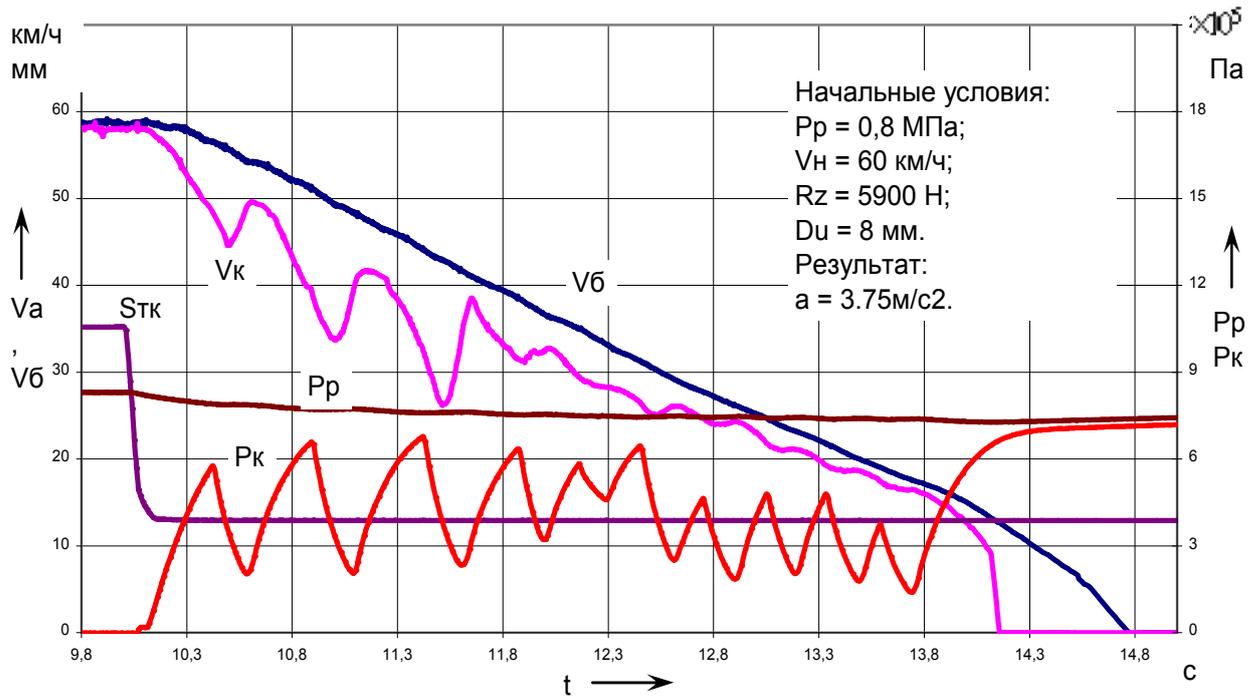


Рис. 3.10. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с разработанной АБС при порогах $\Pi_{np1} = 0.5$ и $\Pi_{np2} = 0.0$.

При дальнейшем повышении порога срабатывания до $0,6 \dots 0,7$ отмечалось повышение среднего замедления до 4.75 м/с^2 , но при этом возникает блокирование колеса, что приводит к потере устойчивости и управляемости и не допустимо по нормативным требованиям [10]. Характерная осциллограмма с данными порогами приведены на рис. 3.11.

Изменение второго порогового значения показало, что $\Pi_{np2} = 0.0$ является оптимальным, так при увеличении порогового значения $\Pi_{np2} = 0.2$ резко увеличивается количество рабочих циклов в $1,5 \dots 2$ раза, что снижает эффективность торможения и увеличивает расход сжатого воздуха (рис. 3.12)

При таком сочетании пороговых значений среднее замедление составляло $a_{cp} = 1,73 \text{ м/с}^2$. Снижение порогового значения $\Pi_{np2} = -0.2$ приводит к перерегулированию при фазе сброса (рис. 3.13.), что так же негативно сказывается на среднее замедление системы. При сочетании $\Pi_{np1} = 0.5$ и

$\Pi_{np2} = -0.2$ среднее замедление составило $a_{cp} = 2,53 \text{ м/с}^2$, так же наблюдалось увеличение циклов срабатывания.

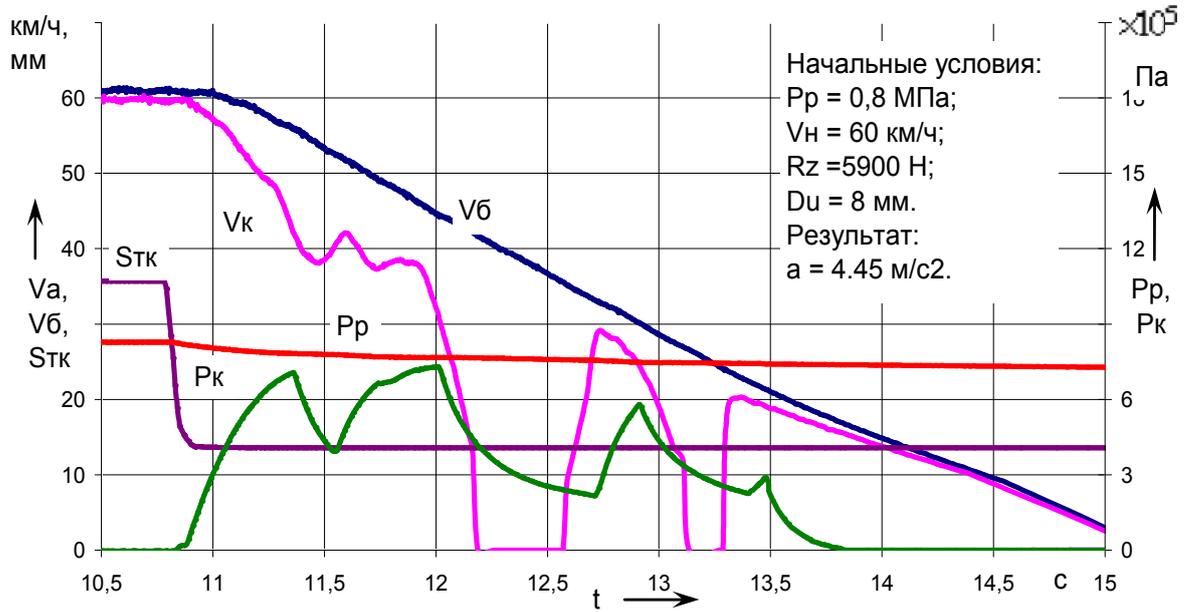


Рис. 3.11. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с разработанной АБС при порогах $\Pi_{np1} = 0.6$ и $\Pi_{np2} = 0.0$.

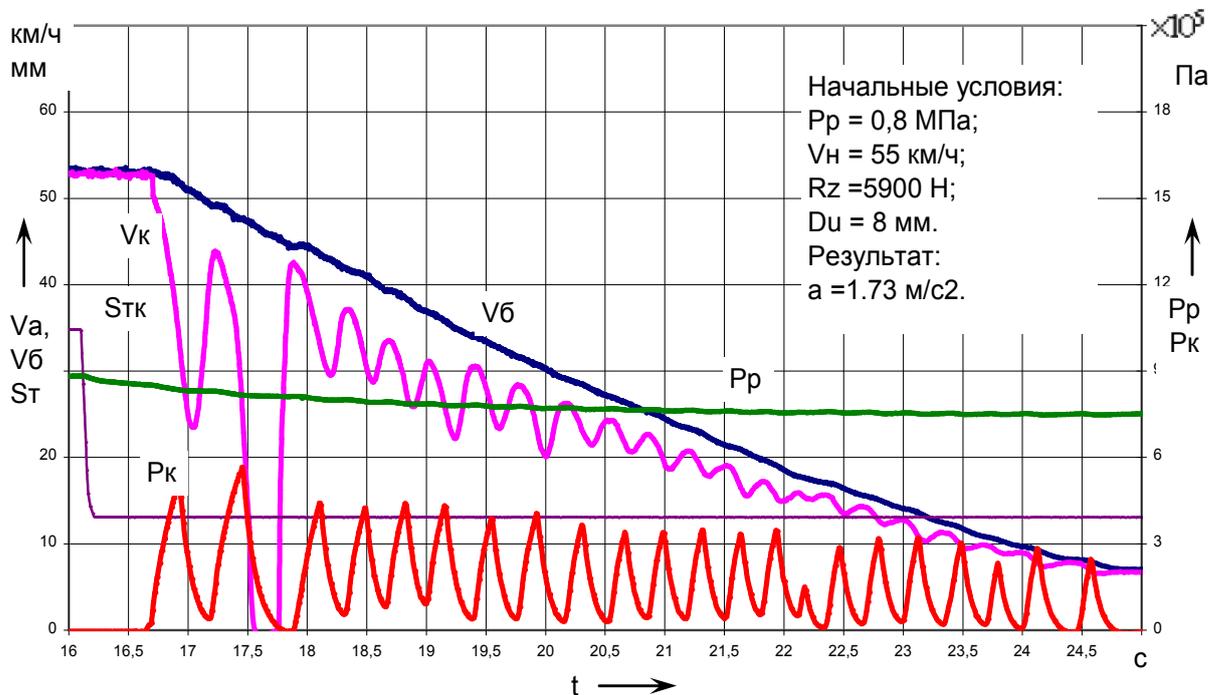


Рис. 3.12. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с разработанной АБС при порогах $\Pi_{np1} = 0.5$ и $\Pi_{np2} = 0.2$.

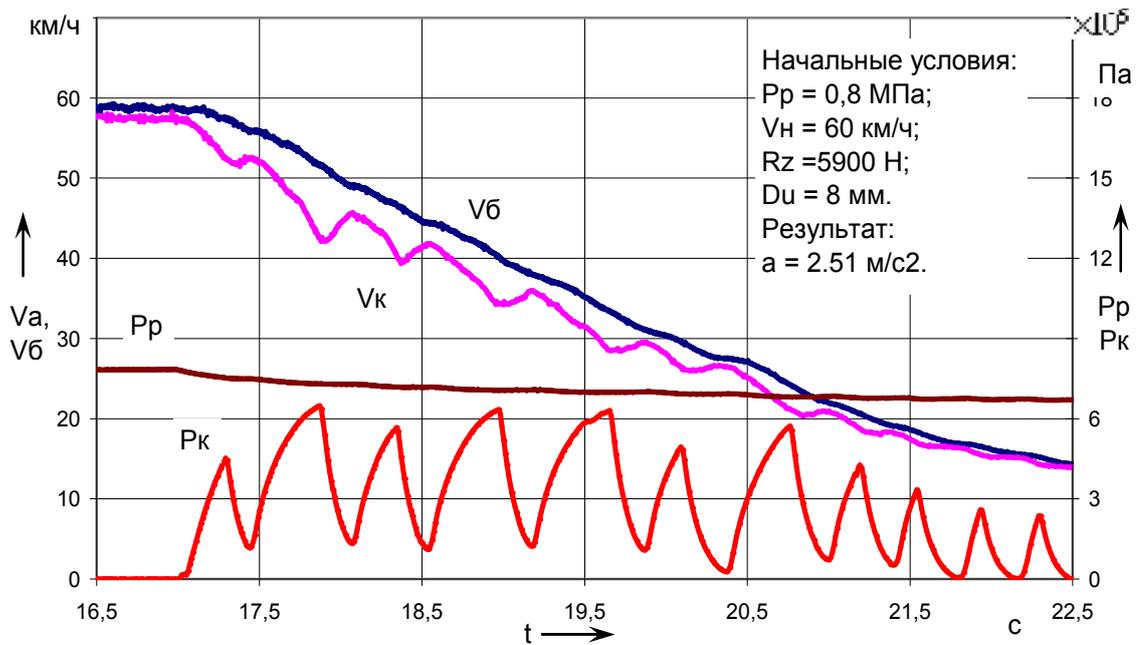


Рис. 3.13. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с разработанной АБС при порогах $P_{np1} = 0.5$ и $P_{np2} = -0.2$.

Таким образом, оптимальными значениями порогов срабатывания для разработанной системы являются $P_{np1} = 0.5$ и $P_{np2} = 0.0$. При данных сочетаниях обеспечивается высокая эффективность торможения, при обеспечении безблокировочного движения колеса по опорной поверхности. В дальнейших испытаниях разработанная система будет работать с экспериментально проверенными и подтвержденными порогами срабатывания.

Но выбор порогового значения и его оптимальных значений не является единственной задачей при создании алгоритма работы. Еще одной из проблем, с которой сталкивались разработчики антиблокировочных систем [50], было определение момента окончания работы алгоритма. При достижении колесом скорости меньшей, чем 10 км/ч датчик скорости может выдавать ложные значения, это связано с особенностями конструкции и функционирования [6]. Таким образом, для прекращения работы алгоритма АБС в блоке «преобразователь информации» имеется дополнительное

условие, которое отвечает за прекращение работы алгоритма. Заключается оно в проверке времени ожидания выполнения второго порогового условия. Так при выполнении первого условия и вычислении порогового значения для проверки второго, параллельно выполняется проверка времени ожидания следующего порогового значения. Если время ожидания больше чем реально возможное и второе условие не выполняется, т.е. колесо не разблокируется длительное время, то блок «преобразователь информации» выдает команду на отработку ШЭД количества шагов, при котором модулятор выполняет фазу затормаживания. Тем самым устанавливает золотник модулятора в исходное положение и возвращает субъекту управления полный контроль над процессом управления. При этом может происходить кратковременное блокирование колеса, которое разрешено по нормативам [10]. В данном случае золотник модулятора возвращается в исходное положение. Это позволяет уменьшить время торможения и исключить возможность возникновения опасной ситуации.

3.4. Описание конструкции контура рабочей тормозной системы с разработанной антиблокировочной системой

В качестве исполнительного аппарата предложена схема модулятора прямого действия с ШЭД рассмотренного выше, внешний вид которого представлен на рис 3.14, 3.15

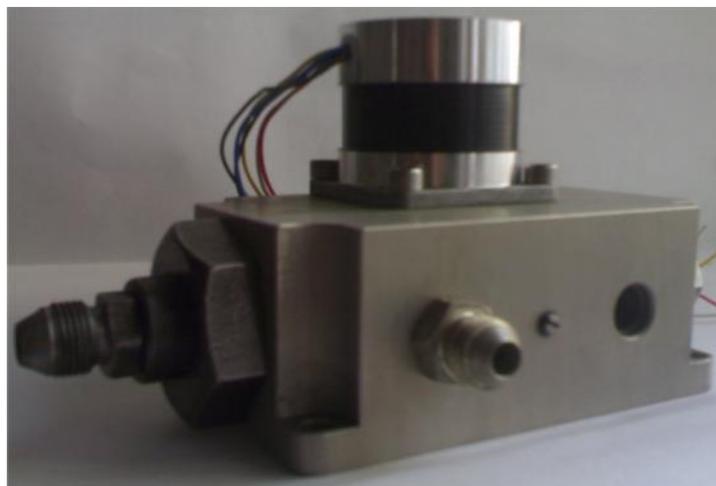


Рис. 3.14. Общий вид модулятора прямого действия с ШЭД

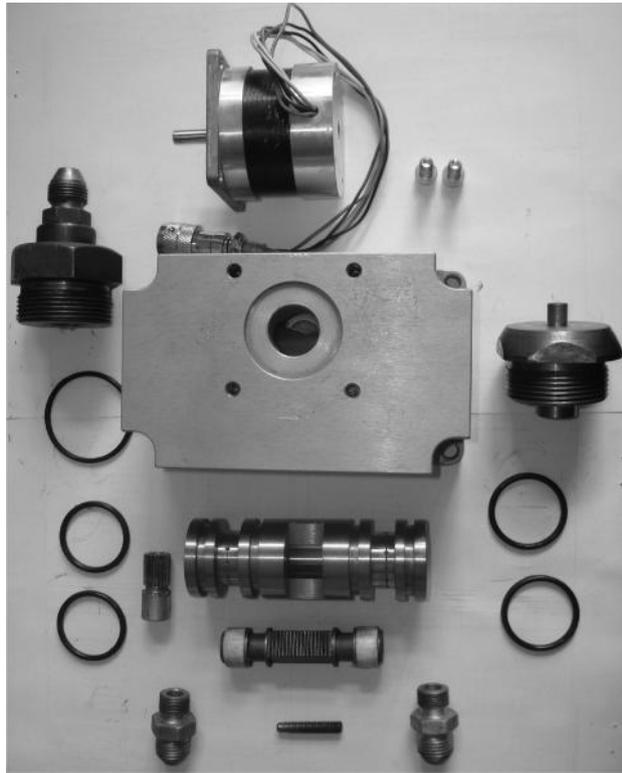


Рис. 3.15. Модулятор прямого действия с ШЭД в разобранном виде

Контроль над текущим состоянием колеса обеспечивает датчик частоты вращения АДЮИ.407111.003МЧ (Рис. 3.16). Такие датчики используются на реально существующих системах АБС [11].

Технические характеристики датчика:

- режим работы продолжительный номинальный S1 по ГОСТ 3940-84;
- электрическое сопротивление датчика – $(1,3 \pm 0,1)$ кОм;
- диапазон угловых скоростей зубчатого ротора от 0,17 до 12 об/с при (5-140) км/ч;
- датчик обеспечивает амплитуду выходного сигнала при угловой скорости ротора 0,17об/с, сопротивлении нагрузки 1 МОм и воздушном зазоре между торцом датчика и зубцом ротора $(0,7 \pm 0,01)$ мм не меньше 0,35 В. При зазоре до 1 мм уменьшение амплитуды не составляет больше 30% от амплитуды при зазоре 0,7 мм;
- рабочий зазор между торцом датчика и зубцом ротора от 0,5 до 1,2 мм;
- диапазон рабочих температур от минус 40 до плюс 125°С.

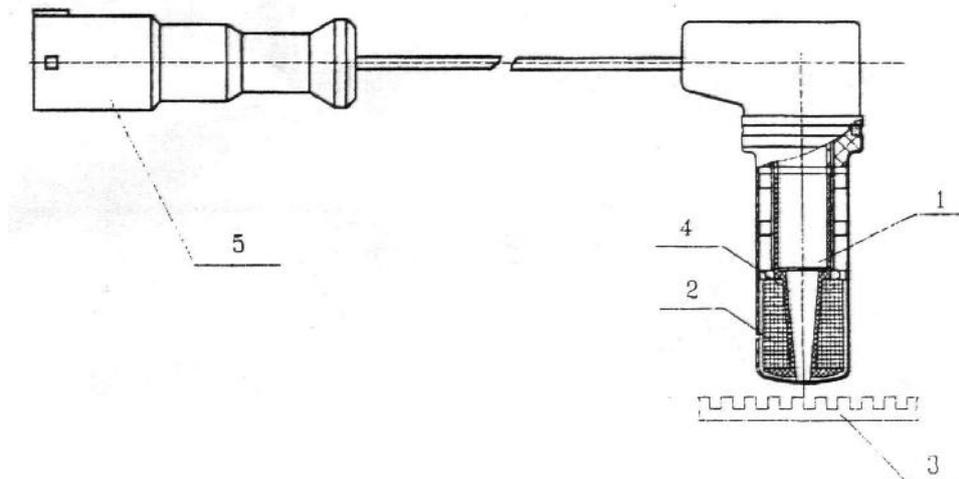


Рис. 3.16. Датчик частоты вращения АДЮИ.407111.003МЧ:

- 1 – магнит;
- 2 – обмотка;
- 3 – зубчатый ротор;
- 4 – концентратор;
- 5 – кабель с разъемом.

Управление модулятором АБС обеспечивает электронный блок управления, представленный на рисунке 3.17.

Формирователь импульсов от датчика «АДЮИ» предназначен для преобразования сигнала от индуктивного датчика, который установлен на зубчатый диск колеса, в сигнал прямоугольной формы с цифровыми уровнями для последующей выдачи их на микроконтроллер.

АЦП – 12 разрядный аналого-цифровой преобразователь предназначен для преобразования аналогового сигнала в цифровой код.

Модуль управления шаговым электродвигателем предназначен для выдачи управляющих импульсов на обмотки ШЭД.

Модуль USB предназначен для приема и передачи данных от микроконтроллера в персональный компьютер (ПК).



Рис. 3.17. Общий вид электронного блока управления

Блок управления состоит из следующих модулей рис. 3.18:

- Формирователь импульсов от индуктивного датчика «АДЮИ»;
- Аналого-цифрового преобразователя «АЦП»;
- Модуля управления шаговым электродвигателем;
- Модуля USB.

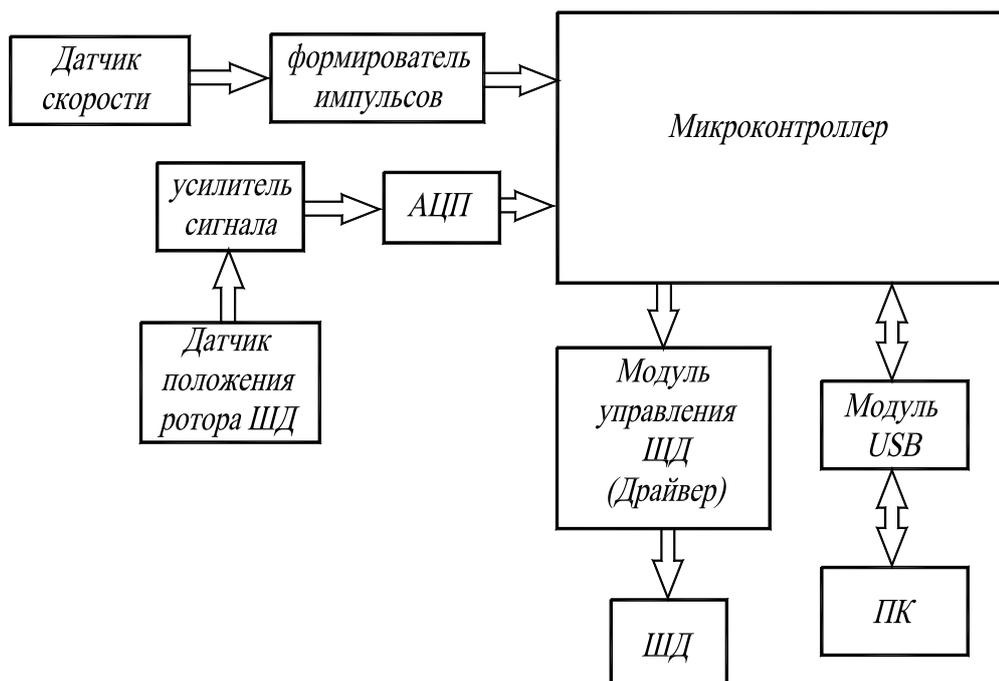


Рис. 3.18. Структурная схема блока управления

Микроконтроллер предназначен для реализации алгоритма управления. Микроконтроллер состоит из арифметико-логического устройства (АЛУ), оперативной памяти (ОЗУ), постоянной Flash памяти (ПЗУ), двух программных 16-ти разрядных таймеров, устройства связи с модулем USB. Законы и алгоритмы работы микроконтроллера расположены в ПЗУ, так же в ПЗУ находятся настроечные коэффициенты и константы. Данные о временах срабатывания датчиков «АДЮИ», код АЦП расположены в ОЗУ.

Работа микроконтроллера заключается в вычислении интервала времени от срабатываний датчиков «АДЮИ» и по этим данным вычислить скорость колеса. По значению скорости (ускорения) микроконтроллер принимает решение, в какое положение необходимо установить вал ШЭД.

Настроечные коэффициенты и константы можно изменять с помощью ПК через интерфейсную программу (рис. 3.19). Так же можно получать текущие значения скорости автомобиля и положения вала ШЭД. Данные в ПК можно просматривать в графическом представлении.



Рис. 3.19. Общий вид интерфейсной программы

Выводы по разделу

1. Разработанная методика выбора шагового электродвигателя и законов его управления позволяет обеспечить оптимальные рабочие параметры для различных модуляторов с приводом от ШЭД.

2. Результаты анализа и синтеза позволили разработать и создать перспективную конструкцию модулятора АБС прямого действия с ШЭД, повышающим его эффективность.

3. Экспериментальные исследования позволили выбрать критерии регулирования для разработанной системы АБС с модулятором прямого действия

РАЗДЕЛ 4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ КОНТУРА РАБОЧЕЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ С РАЗРАБОТАННОЙ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМОЙ

Выполненные теоретические исследования определили направление развития конструкции электропневматического модулятора АБС.

Исходя из теоретических положений, на кафедре автомобилей ХНАДУ разработана конструкция модулятора АБС прямого действия с приводом от ШЭД.

Конструкция разработанного электропневматического модулятора АБС позволяет реализовать многофазовые алгоритмы в пневматическом тормозном приводе, а также имеет возможность реализовывать алгоритмы управления, при которых возможна регулировка как по длительности времени фазы наполнения и сброса, так и временем срабатывания. Подробно конструкция и принцип действия описаны в разделе 3.

4.1. Программа экспериментального исследования

Выполненный анализ современных конструкций пневматических модуляторов давления АБС транспортных средств и теоретические исследования их рабочих процессов позволяли на стадии конструирования и разработки определить его конструкцию, основные геометрические и структурные параметры и создать математическую модель контура рабочей тормозной системы с АБС. Для подтверждения достоверности принятых технических решений и теоретических положений были спланированы и проведены экспериментальные стендовые исследования контура рабочей тормозной системы с АБС. Особое внимание при проведении экспериментальных исследований уделялось определению характеристик

созданного электропневматического модулятора и определения работоспособности электронного блока управления им.

Таким образом, в программе экспериментальной части предусматривались:

- 1) исследование влияния основных физических факторов и их сочетаний на процесс качения затормаживаемого колеса;
- 2) исследование влияния работы АБС с модулятором прямого действия на процесс качения затормаживаемого колеса;
- 3) определение эффективности работы АБС в контуре рабочей тормозной системы;
- 4) испытания на адаптивные свойства разработанного модулятора АБС и системы управления.
- 5) сравнительные испытания с существующими аналогами.

Стендовые исследования контура рабочей тормозной системы с разработанным электропневматическим модулятором и с реализованным алгоритмом управления АБС выполнялись в лаборатории кафедры автомобилей ХНАДУ.

4.1.1. Оборудование для экспериментального исследования

Экспериментальные исследования проводились на установке, принципиальная схема приведена на рис. 4.1, а общий вид стенда показан на рис.4.2

Экспериментальная установка для исследования АБС была выполнена на агрегатах тормозной системы и применительно к переднему колесу автобуса ЛАЗ 4202.

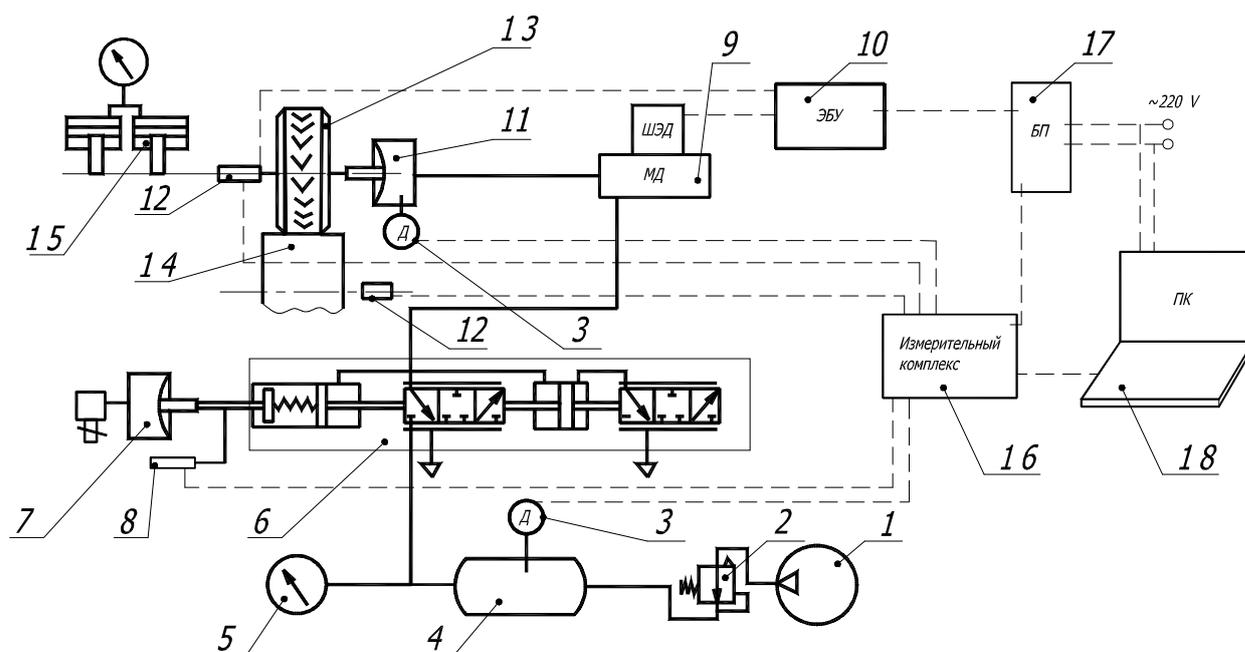


Рис. 4.1. Структура экспериментальной установки

- 1 – компрессор;
- 2 – регулятор давления;
- 3 – датчик давления;
- 4 – ресивер;
- 5 – манометр;
- 6 – тормозной кран;
- 7 – пневмокамера привода тормозного крана;
- 8 – датчик перемещения;
- 9 – модулятор прямого действия с ШЭД;
- 10 – электронный блок управления;
- 11 – тормозная камера;
- 12 – датчики скорости;
- 13 – колесо;
- 14 – инерционный беговой стенд;
- 15 – нагрузочные пневмоцилиндры;
- 16 – измерительный комплекс;
- 17 – блок питания;
- 18 – персональный компьютер.



Рис. 4.2. Общий вид экспериментального стенда

Питание воздухом стендовой установки осуществляется рабочими параметрами компрессора 1 (рис.4.1) модели M155-2, который имеет индивидуальный ресивер (на схеме не показан). Заданный уровень давления воздуха в ресивере 4, контролируется при помощи манометра 5 модели ОБМ1-160 с диапазоном давления 0 – 1,6 МПа, ценой деления 0,25 МПа и классом точности 1. Значение давления устанавливается и поддерживается при помощи регулятора давления 2 модели samozzi SA-R30-10. Тормозной кран 6 приводится в действие при помощи пневмокамеры 7. Сигналом срабатывания является сигнал электроклапана (на схеме не показан). Быстродействие тормозного крана 6 при включении соответствует

требованиям нормативным требованиям [151,152], т.е. темп приведения в действие органа управления не превышает 0,2 с, контролируется датчиком перемещения 8. На стендовой установке смонтирован модулятор АБС 9 с электронным блоком управления 10, задача которого - поддерживать заданное безблокировочное качение колеса 13 по инерционному барабану 14. Датчик давления 3, который установлен в тормозной камере, позволяет отслеживать рабочие процессы. Датчики 12 динамического состояния колеса и бегового барабана, размещены на стенде и предназначены для определения скорости колеса 13 и инерционного барабана 14. Давление сжатого воздуха в пневмоцилиндры 15 подается через электроклапаны (на схеме не показаны) и контролируется по манометру. На стенде также был установлен измерительно-регистрирующий комплекс 16 для регистрации показаний с цифровых и аналоговых датчиков и передачи этой информации на персональный компьютер 18. Для обеспечения питания датчиков и измерительного комплекса использовался модульный источник питания 17.

При выполнении исследований на экспериментальной установке измерялись и регистрировались следующие параметры тормозящего колеса на инерционном стенде:

V_k - скорость колеса, км/ч;

V_b - скорость барабана, км/ч;

P_k - давление в тормозной камере, МПа;

P_p - давление в ресивере питающей части контура, МПа;

$S_{тк}$ - перемещение рычага тормозного крана, мм.

Исследуемые физические процессы требуют применения высокоточных и быстродействующих измерительных средств. Обработку и анализ результатов наиболее целесообразно выполнять с использованием современных цифровых ЭВМ. Таким образом, узкая специализация выполняемых исследований привела к созданию специального измерительно-регистрирующего комплекса.

Структурно измерительно-регистрационный комплекс состоит из трёх частей. К первой части относятся датчики измерения физических величин исследуемых параметров. Вторая часть состоит из аппаратуры предварительной обработки, регистрации и выдачи информации об исследуемых параметрах. Третья часть комплекса обеспечивает необходимые уровни питания датчиков и аппаратуры обработки и выдачи информации (рис. 4.3).

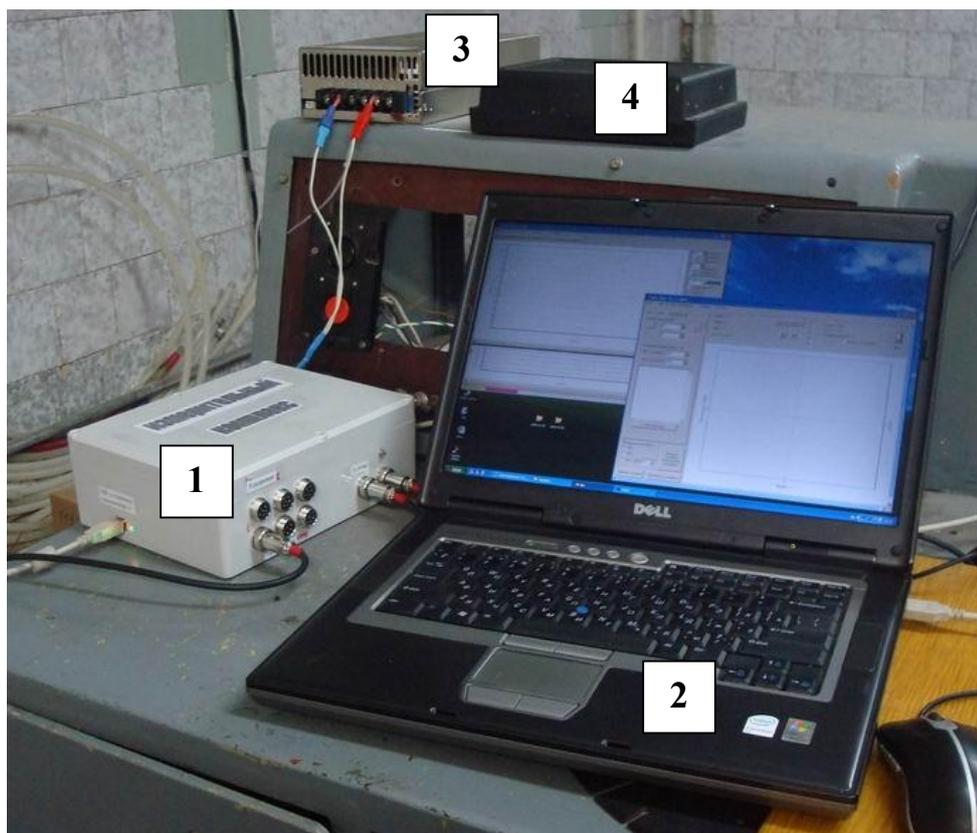


Рис. 4.3. Измерительно-регистрационный комплекс:

- 1 – измерительный комплекс;
- 2 – персональный компьютер;
- 3 – блок питания;
- 4 - электронный блок управления АБС.

При разработке измерительно-регистрающего комплекса экспериментальной установки необходимо было, прежде всего, решить задачу обеспечения различного уровня электропитания датчиков. Кроме

этого, необходимо было учесть особенность исследуемых рабочих процессов – измерение и регистрация быстро и медленно текущих процессов.

Измерительный комплекс предназначен для измерения и регистрации сигналов с цифровых датчиков, а также получения сигналов с аналоговых датчиков и преобразования этих сигналов в цифровой вид через аналогово-цифровой преобразователь и передачу полученных данных в персональный компьютер.

Комплекс позволяет получать информацию по:

6 каналам цифровых индуктивных датчиков для определения скорости вращения;

8 каналам аналоговых датчиков давления работающих в диапазоне от 0 до 1,5 МПа;

3 каналам датчиков перемещения, работающих в диапазон от 0 до 100 мм.

Структурная схема комплекса представлена на рис. 4.4.

Для получения сигнала с индуктивного датчика используется формирующий усилитель, который усиливает сигнал и формирует прямоугольный импульс для цифровой регистрирующей системы.

Для получения сигнала с аналоговых датчиков давления, датчиков перемещения используются буферные повторители сигнала, выполненные на операционных усилителях (ОУ), которые обеспечивают большое входное сопротивление, нормирование сигнала по амплитуде и мощный выход для дальнейшего преобразования сигнала с помощью аналого-цифрового преобразователя.

Для коммутации сигналов с аналоговых датчиков имеется управляемый коммутатор. После коммутатора аналоговое напряжение поступает на вход двенадцатиразрядного АЦП, который встроен в микроконтроллер MSP430F149. АЦП преобразует аналоговый сигнал в пропорциональный цифровой код.

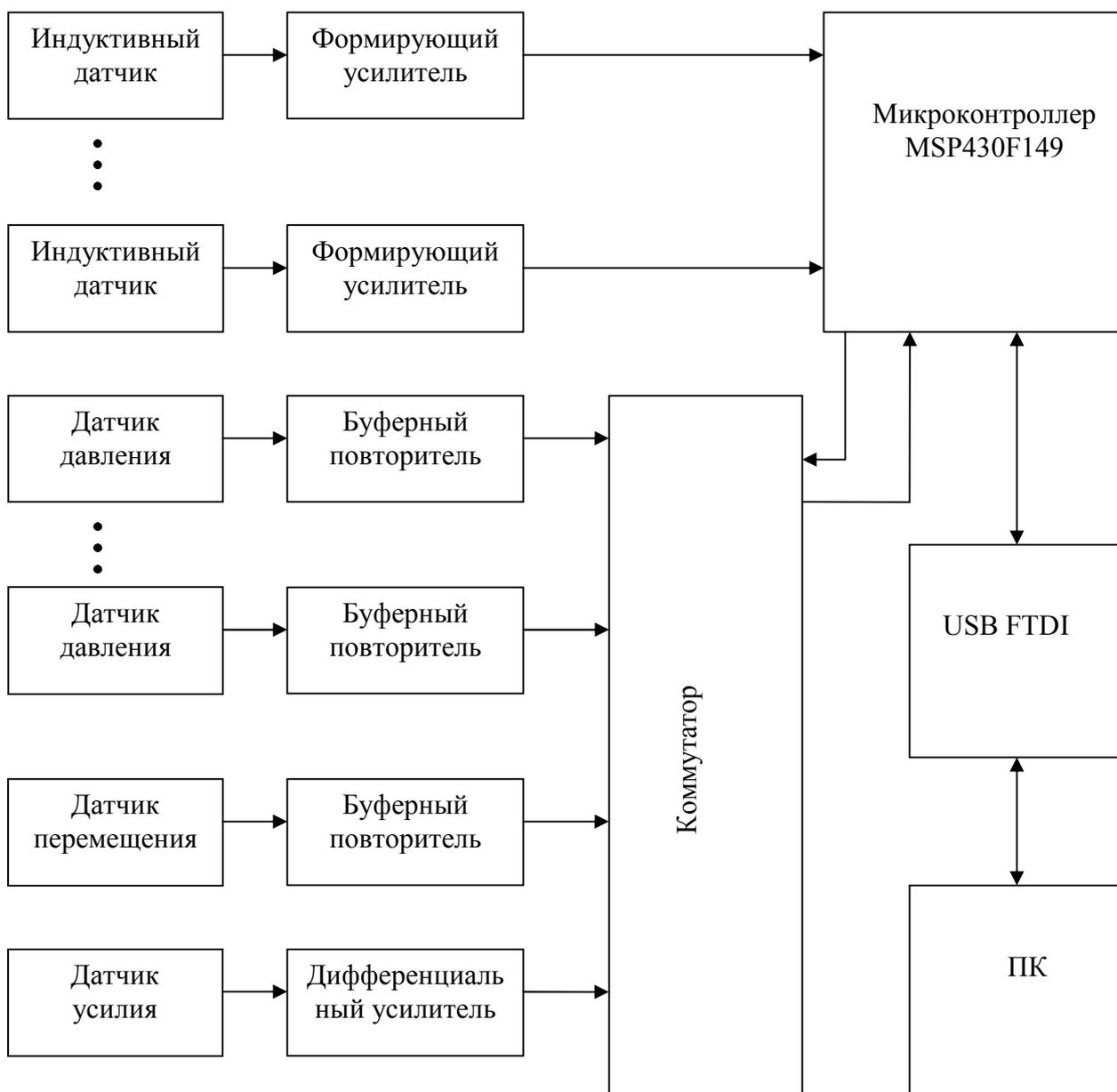


Рис. 4.4. Структурная схема измерительного комплекса

Цифровую обработку сигнала, его накопление и передачу данных в ПК осуществляет микроконтроллер MSP430F149, связь которого с ПК осуществляется через интерфейс USB.

По команде «СТАРТ», переданной от ПК, в микроконтроллере запускается таймер с заданной частотой. По сигналу таймера запускается преобразование АЦП и данные накапливаются в оперативной памяти. По накоплению определенного объема данные пакетом передаются в ПК.

По сигналу с индуктивного датчика (который является датчиком скорости вращения колеса) запоминается текущий момент системного

времени. Метки времени накапливаются в оперативной памяти. По накоплению определенного объема данных, они пакетом передаются в ПК. Системное время работает с шагом в 1,0 микросекунду. Время между срабатываниями индуктивного датчика позволяет рассчитать текущую скорость вращения колеса.

Принятые данные анализируются в ПК, сигналы переводятся из цифрового кода в физическую величину и корректируются в соответствии с калибровочными коэффициентами.

С учётом технических требований по выполнению эксперимента и по результатам анализа продукции ведущих мировых производителей измерительной аппаратуры были определены и приобретены необходимые средства измерения.

Для измерения скорости применяются датчики частоты вращения (ДЧВК) АДЮИ.407111.003МЧ (рис. 3.16). Такие датчики используются на реально существующих системах АБС [11]. Установка на экспериментальном стенде датчиков частоты вращения показана на рис.4.5.

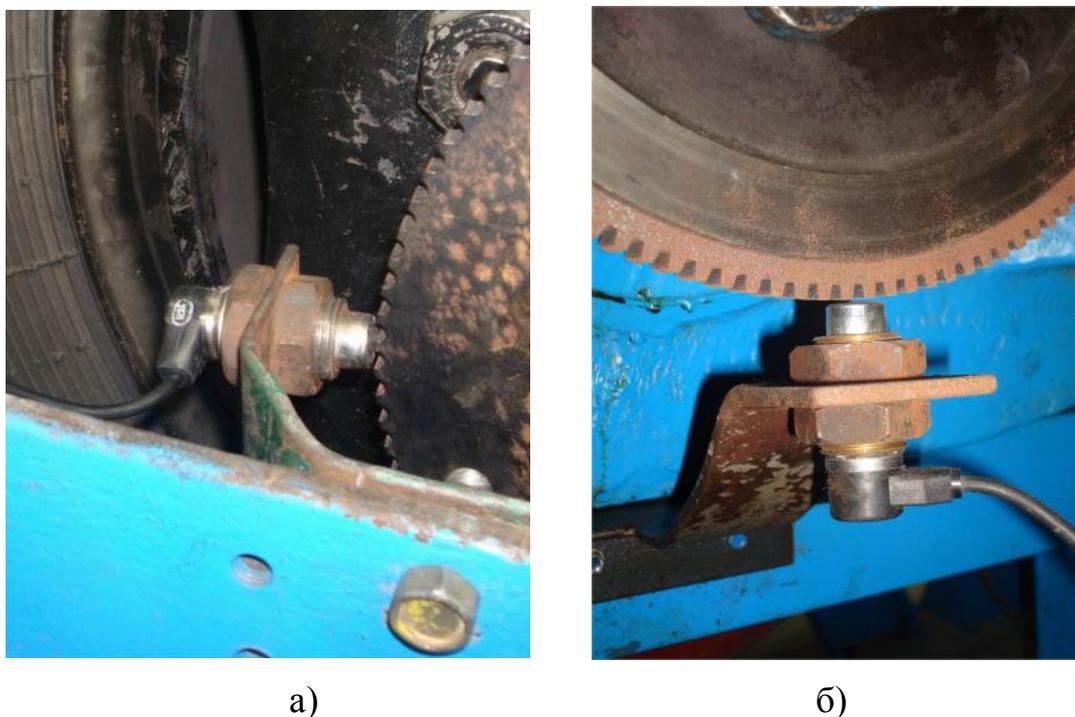


Рис. 4.5. Установка датчиков АДЮИ на стенде:

а – для определения скорости колеса,

б – для определения скорости барабана

Для измерения давления в полости тормозной камеры и ресивера использованы датчики давления Freescale Semicon-ductor серии MPX 5999D.

Общий вид датчика, его принципиальная схема и приведены на рис.4.6., а параметры сведены в таблицу 4.1. Так как датчик в базовой комплектации идет без защитного корпуса был разработан разборной корпус для обеспечения защиты от физических воздействий а так же возможности надежной установки и фиксации на стенде (рис. 4.8). Быстродействие датчика давления не более 10 мс.

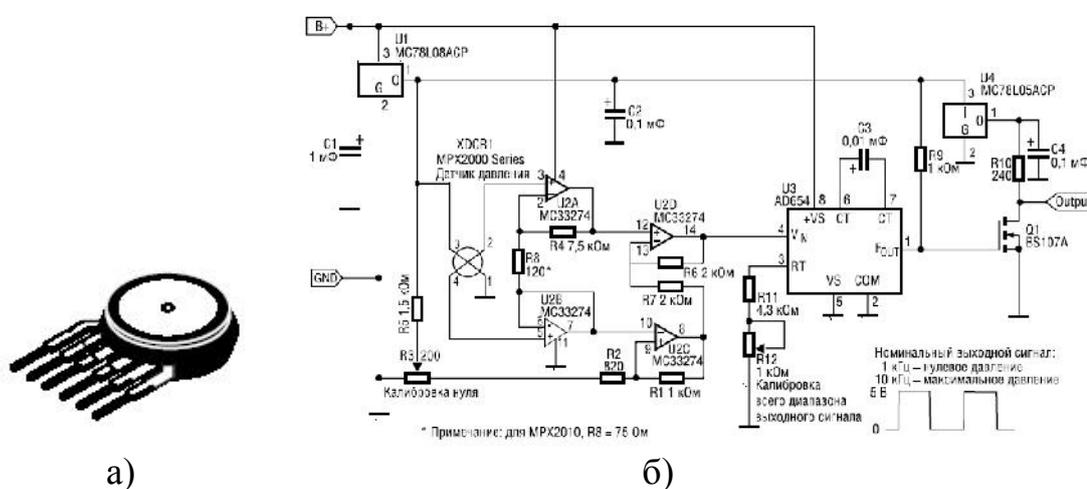


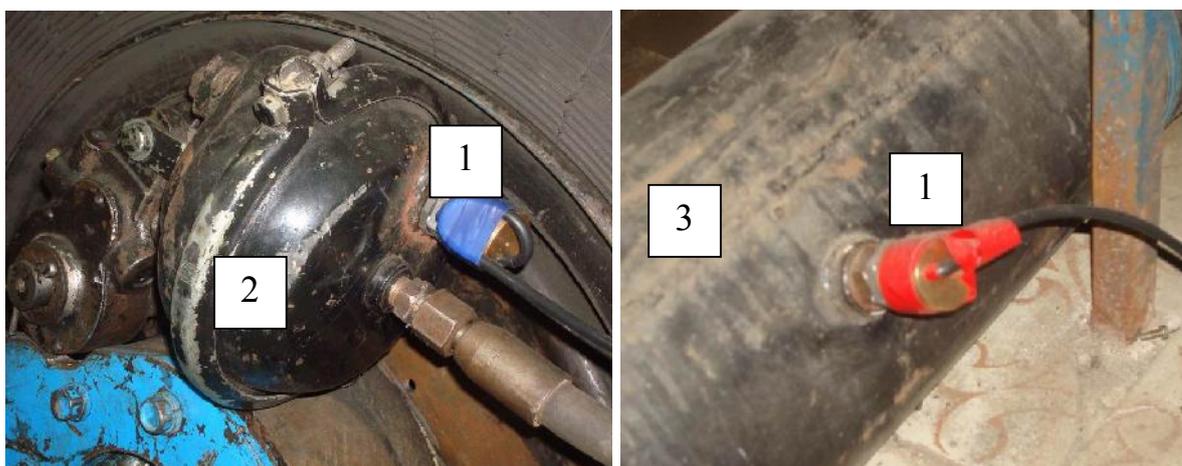
Рис. 4.6. Датчик давления Freescale Semicon-ductor серии MPX 5999D:

- а) общий вид,
б) принципиальная схема.

Таблица 4.1

Параметры датчика MPX 5999D

Наименование параметра	Величина параметра
Значение давления (max) (кПа)	1000
$U_{\text{смещ.}}$, мВ	4.5
Чувствительность, мВ/кПа	5
Точность при 0...85°C	±2,5
Тарировочный коэффициент, кПа/мВ	0,0288



а)

б)

Рис. 4.7. Установка датчиков MPX 5999D на стенде:

а) для определения давления в тормозной камере;

б) для определения давления в ресивере;

1 – датчик давления;

2 – тормозная камера;

3 – ресивер.

Измерение перемещения рычага тормозного крана осуществлялось прецизионными потенциометрическими датчиками модели CLP-13-100 производства Megatron. Параметры используемого датчика перемещения приведены в таблице 4.2, а его установка на экспериментальном стенде показана на рис. 4.8.

Таблица 4.2

Параметры датчика MPX CLP-13-100

Наименование параметра	Величина параметра
Измеряемое перемещение, мм	0 – 100
Сопротивление, кОм	10
Разрешение, мм	< 0,01
Допуск на линейность, %	$\pm 1 \dots \pm 0,3$
Максимальная скорость, м/с	5
Тарировочный коэффициент, мм/мV	0,006

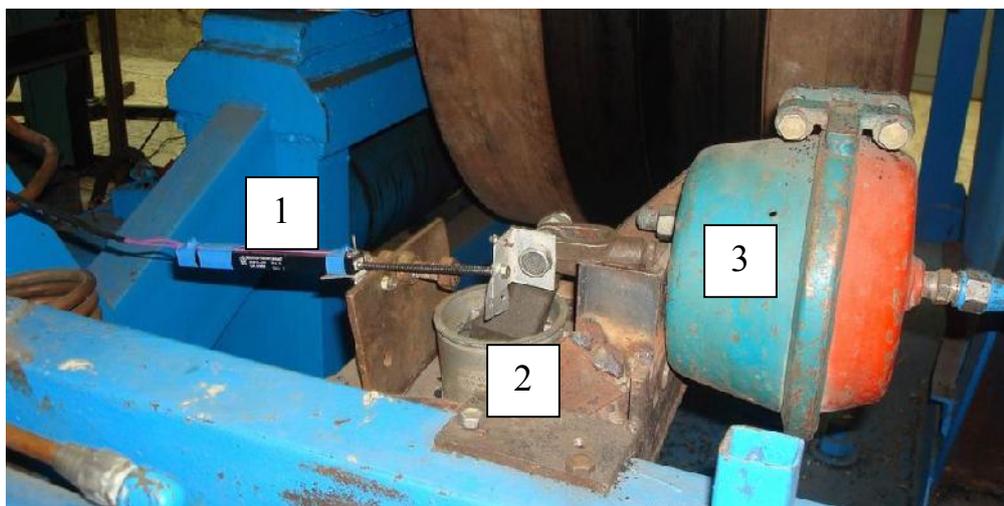


Рис. 4.8. Установка датчика CLP-13-100 на стенде:

- 1 – датчик перемещения рычага тормозного крана;
- 2 – тормозной кран;
- 3 – пневмокамера привода тормозного крана.

4.2. Планирование эксперимента и результаты исследования контура рабочей тормозной системы с АБС

Программой проведения исследований влияния работы АБС на процесс качения затормаживаемого колеса на инерционном стенде предусматривались пять видов испытаний.

Первый вид испытаний проводился при всех спланированных сочетаниях выбранных исследуемых факторов в контуре рабочей тормозной системы без АБС.

Второй вид испытаний заключался в том, что при тех сочетаниях исследуемых факторов, при которых происходило блокирование тормозящего колеса, подбиралось давление сжатого воздуха в тормозной камере, при котором колесо находилось на пределе блокирования. Данные эксперименты проводились в соответствии с требованиями и методикой Правил №13 ЕЭК ООН, приложение 13 [10], чтобы определить предел блокирования.

Третий вид испытаний контура рабочей тормозной системы с АБС проводился для тех же сочетаний исследуемых факторов, при которых происходило блокирование тормозящего колеса с подключенной системой АБС, для определения эффективности разработанной конструкции модулятора АБС и системы управления им.

Для определения адаптивных свойств проводился четвертый вид испытаний в соответствии с требованиями и методикой Правил №13 ЕЭК ООН, Приложение 13 [10].

Пятый вид - сравнительные испытания с зарубежным аналогом.

Оценка влияния внешних факторов на процесс торможения одиночного колеса производилась при помощи факторного планирования эксперимента [148, 149]. При этом план полного факторного эксперимента применялся вида 2^k . Однако при таком виде эксперимента необходимо проводить 16 сочетаний, а на выходе получаем полином с линейной зависимостью. В тоже время известно [37...48], что такие факторы как изменение скорости и изменение давления влияют на процесс торможения транспортного средства нелинейно, в связи с чем, число сочетаний было дополнено 9 испытаниями с нулевыми значениями и составило 25.

Обработка полученных опытных данных производилась на ЭВМ по стандартным программам обработки статистических данных [150] с использованием зависимостей, предлагаемых в работах [148, 149] для определения коэффициентов регрессии.

Исследование влияния различных факторов на процесс торможения одиночного колеса проводилось на экспериментальной установке, принципиальная схема которой показана на рисунке 4.1. В качестве исполнительных элементов использовалась широко применяемая на транспортных средствах категорий N2, N3, M2, M3 тормозная камера типа 20. Диаметры и длины соединительных трубопроводов в качестве варьируемых факторов не выбирались, поскольку влияние этих параметров подробно уже рассматривалось в работе [147].

В процессе исследования контура рабочей тормозной системы тормозная камера соединялась с верхней секцией тормозного крана трубопроводом внутренним диаметром 13 мм и длиной 2,5 м.

Как отмечалось выше, на основании анализа рабочих процессов и эксплуатации автомобилей существенное воздействие на процесс торможения оказывают значение начального давления в ресивере, начальная скорость транспортного средства перед торможением, вертикальная нагрузка на колесо, а также диаметр перепускного отверстия к тормозной камере.

Нормативными требованиями [151, 152] для динамической характеристики ПТП автомобиля установлено необходимое начальное давление. Это обстоятельство позволяет установить значение данного фактора:

x_1 - начальное давление сжатого воздуха в ресивере питающей части (Рр);

x_{10} - нулевой уровень – 0,45 МПа;

δ_1 - интервал варьирования - 0,35 МПа.

Установлено [50] что значение скорости значительно влияет на процесс торможения. Так как максимальная скорость ограничивается законодательно, следовательно, значения данного фактора находятся в следующих пределах:

x_2 - начальная скорость торможения (V_n);

x_{20} - нулевой уровень – 35 км/ч (9.72 м/с);

δ_2 - интервал варьирования - 25 км/ч (6,94 м/с).

На процесс торможения, оказывает влияние вертикальная нагрузка на колесо. Ее граничные значения приняты согласно массовым характеристикам автобуса ЛАЗ 4202. Поэтому для данного фактора можно записать:

x_3 - нормальная нагрузка колеса (R_z);

x_{30} - нулевой уровень – 15200 Н (1550 кг);

δ_3 - интервал варьирования - 9320 Н (950 кг).

Исполнительные элементы АБС в процессе работы могут изменять проходные сечения, поэтому значение данного фактора находятся в пределах:

x_4 - диаметр проходного сечения (Du);

x_{40} - нулевой уровень – 4,5 мм;

δ_4 - интервал варьирования - 3,5 мм.

Таким образом, на основании анализа условий работы и конструкций ПТП автомобилей выбраны основные факторы, влияющие на динамическую характеристику контура привода. Это позволило спланировать и провести активный полнофакторный эксперимент, в результате которого была получена регрессионная модель функциональной зависимости $t_{зам} = f(P_p, V_T, P_z, F)$.

В таблице 4.4 приведена матрица планирования расширенного полно факторного эксперимента типа 2^4 с дополнительными сочетаниями для исследования динамической характеристики контура рабочей тормозной системы с принятыми пределами варьирования факторов.

Полученные в результате эксперимента значения времени срабатывания, определяемые из значений, полученных в виде таблиц данных и представленных виде графиков, приведены в табл. 4.4. На рис. 4.9... 4.12 показаны характерные осциллограммы переходных процессов в контуре рабочей тормозной системы при сочетании воздействующих факторов согласно опытам табл. 4.4. На графиках обозначены кривые следующим образом: P_k - изменение давления в тормозной камере; P_r - изменение давления в ресивере; $S_{тк}$ - темп приведения в действие органа управления ТК, V_k - изменение скорости колеса, V_b – изменение скорости барабана.

**Матрица планирования расширенного полно факторного
эксперимента типа 2^4 с дополнительными сочетаниями**

Эксперимент	X_1	X_2	X_3	X_4	Отклик
1	1	-1	-1	1	0,81
2	1	-1	-1	-1	1,54
3	-1	-1	1	1	4,08
4	-1	1	-1	0	19,85
5	1	1	-1	1	5,04
6	-1	-1	0	-1	5,196
7	1	-1	1	1	0,93
8	1	1	1	-1	4,87
9	-1	1	1	-1	22,09
10	1	1	1	1	4,64
11	0	-1	-1	0	1,09
12	-1	1	0	1	21,02
13	1	-1	1	-1	1,66
14	0	1	-1	-1	6,831
15	1	1	0	-1	5,06
16	-1	-1	-1	1	3,494
17	-1	0	1	0	13,19
18	-1	1	-1	-1	22,82
19	0	-1	1	-1	2,32
20	-1	1	1	1	20,12
21	-1	0	-1	1	13,08
22	-1	-1	-1	-1	5,25
23	1	-1	0	0	0,88
24	0	0	0	1	2,69
25	1	0	-1	-1	3,69

В результате обработки на ЭВМ по стандартной программе [150] опытных значений времени процесса торможения с использованием зависимостей [148, 149] были получены коэффициенты регрессии (табл. 4.5) и характеристики математической модели переходных процессов (табл. 4.6).

Полученная зависимость времени процесса торможения справедлива для принятых диапазонов значений факторов, характерных для рабочих процессов контура рабочей тормозной системы автомобилей, эксплуатируемых в различных нагрузочных, скоростных и сцепных эксплуатационных условиях.

Таблица 4.5

Полученные коэффициенты регрессии

Коэффициент	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_{12}	b_{13}
Значение	4,118	-4,9967	4,7780	-	-0,5579	-3,2233	-

Коэффициент	b_{14}	b_{23}	b_{24}	b_{34}	b_{11}	b_{22}	b_{33}	b_{44}
Значение	-	-	0,3273	-0,3304	3,7069	-	0,441	-

Таблица 4.6

Характеристики математической модели

Параметры	G	$G_{(0.05;8;1)}$	s_{a0}^2	Δb_i	$F_{опыт}$	$F_{(0.05;4;8)}$
Значения	0,4812	0,6798	0,1513	0,0505	1,365	3,8378

В таблице 4.6 приведены следующие характеристики математической модели: G - критерий Кохрена для эксперимента, при 5% - ном уровне значимости ($G \leq G_{(0.05;f_n;f_u)}$); s_{a0}^2 - наибольшая из дисперсий в строчках плана; Δb_i - 5% - ная точка распределения Стьюдента; F - критерий Фишера эксперимента при 5% - ном уровне значимости ($F \leq F_{(0.05;4;8)}$) [150]. Так, при обработке эксперимента полученные критерии Кохрена и Стьюдента подтвердили значимость факторов, в частности, и адекватность полинома в целом.

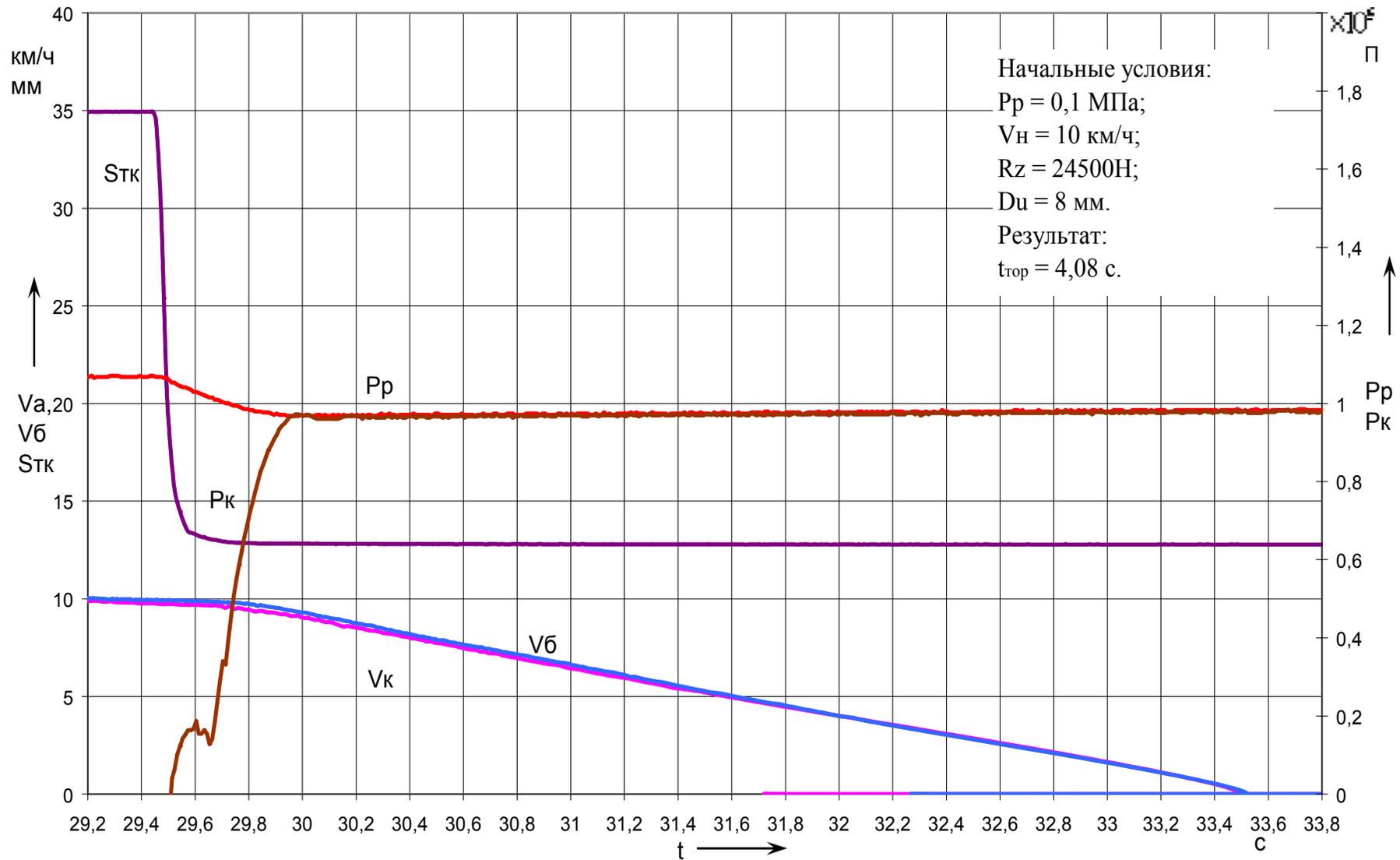


Рис. 4.9. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы без АБС при сочетании факторов эксперимента № 3

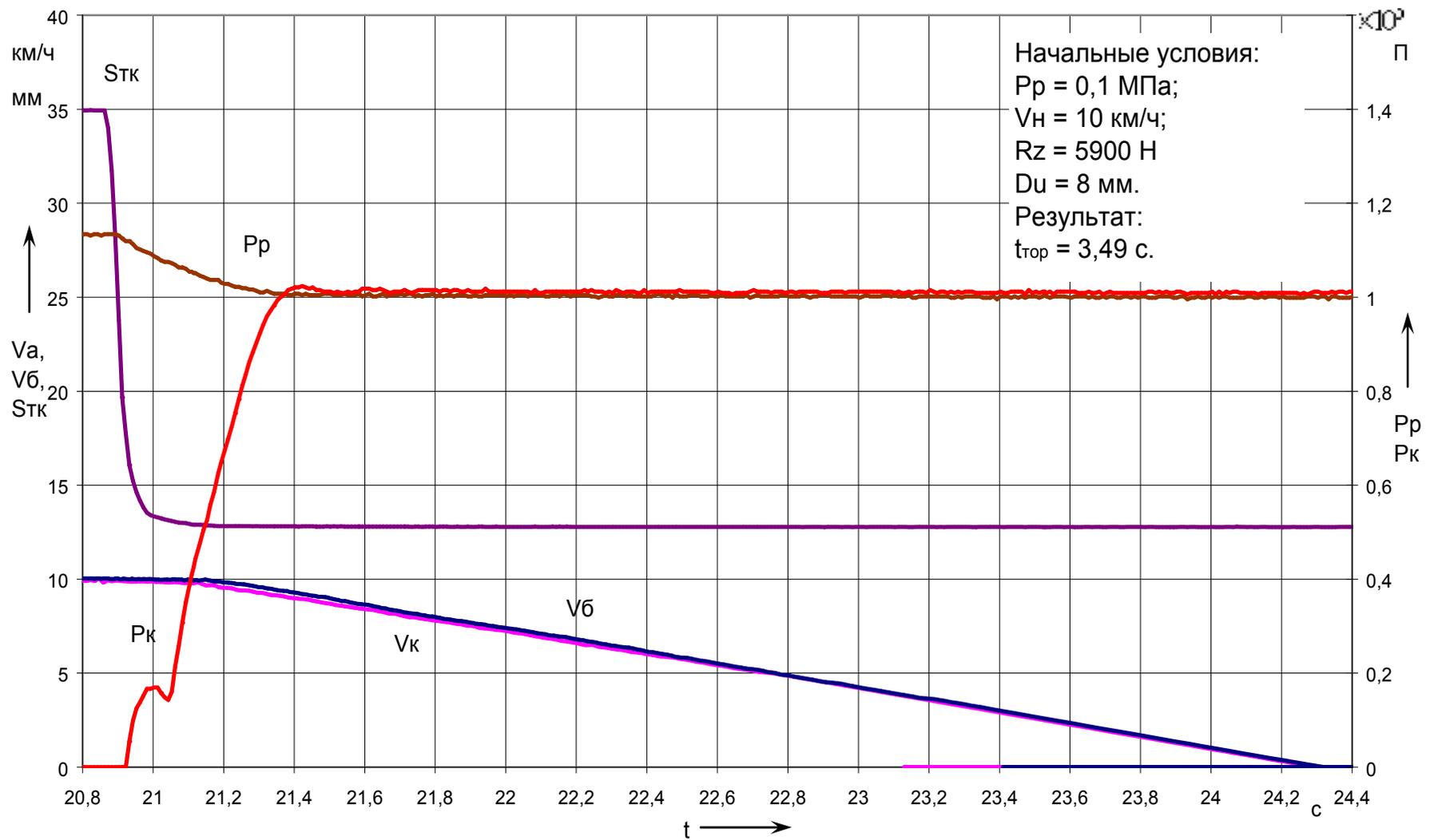


Рис. 4.10. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы без АБС при сочетании факторов эксперимента № 16

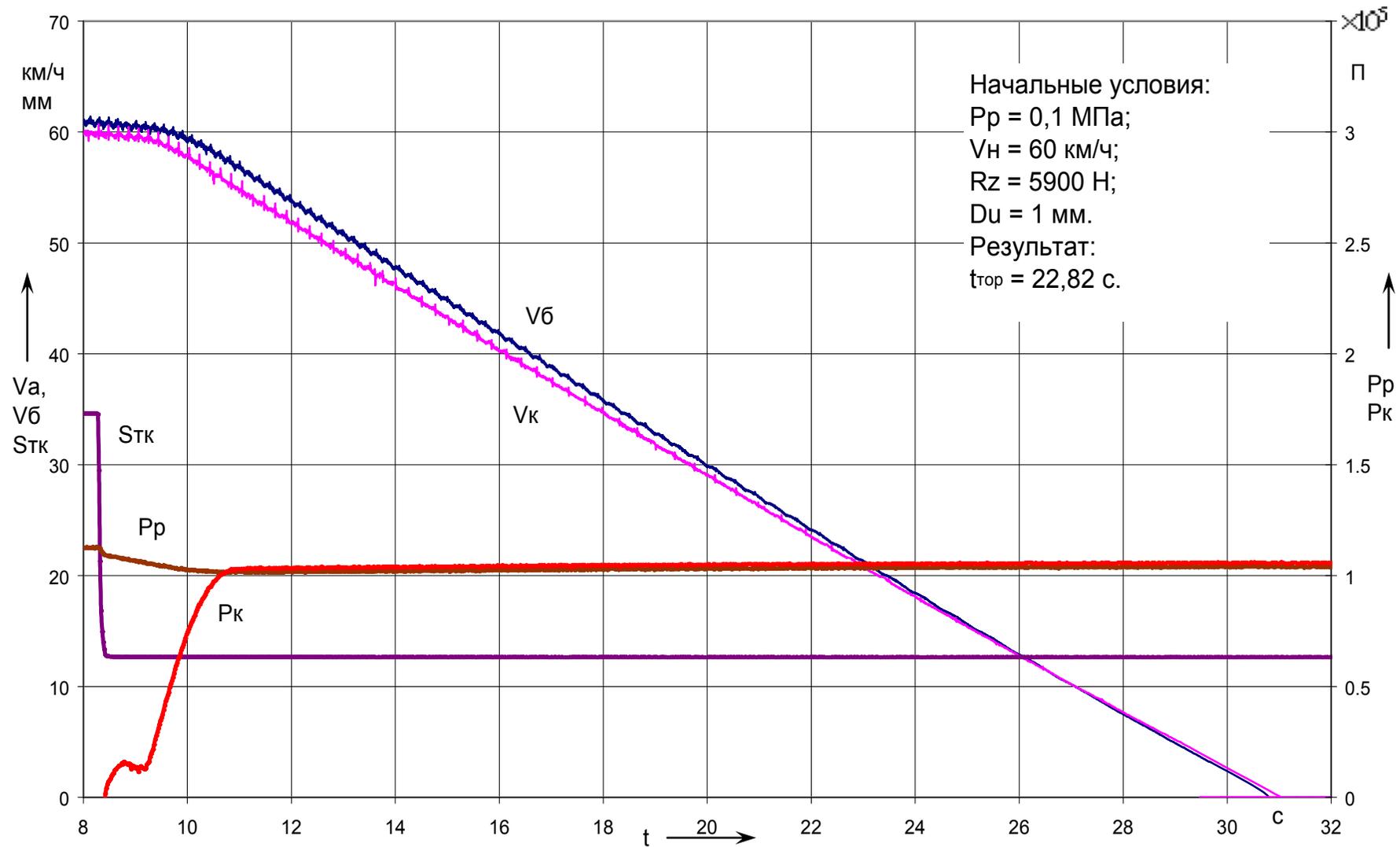


Рис. 4.11. Характерные осциллограммы переходных процессов в контуре рабочей тормозной системы без АБС при сочетании факторов эксперимента № 18

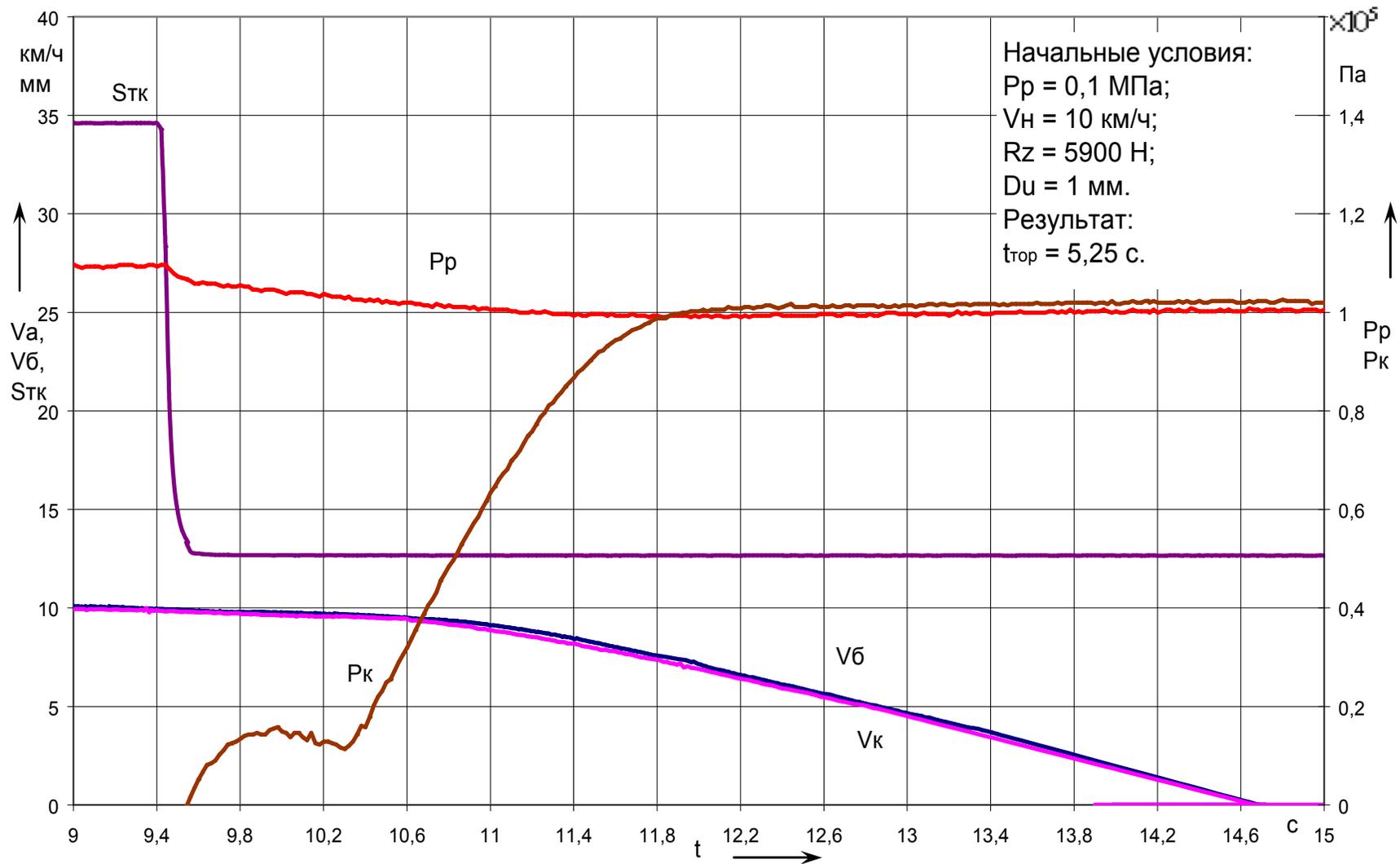


Рис. 4.12. Характерные осциллограммы переходных процессов в контуре рабочей тормозной системы без АБС при сочетании факторов эксперимента № 22

На рис. 4.13 показан характер влияния каждого фактора на время торможения (остальные факторы стабилизированы на нулевом уровне). Из рис. 4.13 видно, что рассматриваемые факторы различным образом влияют на время заторможения колеса $t_{зам}$ как качественно, так и количественно.

В результате экспериментальных исследований установлено, что основное влияние на время торможения колеса оказывает начальная скорость торможения. Так, при увеличении скорости с 10 км/ч до 60 км/ч время торможения колеса увеличивается с 0,79 с до 8,762 с. т.е. примерно в 10 раз. Данная зависимость имеет характеристику близкую к линейной. Также следует отметить, что начальное давление в ресивере, оказывает нелинейное влияние на время процесса затормаживания колеса. Так, при изменении давления в ресивере с 0,8 МПа до 0,45 МПа, время изменяется незначительно, однако при падении давления с 0,45 МПа до 0,1 МПа время процесса увеличивается более, чем в три раза.

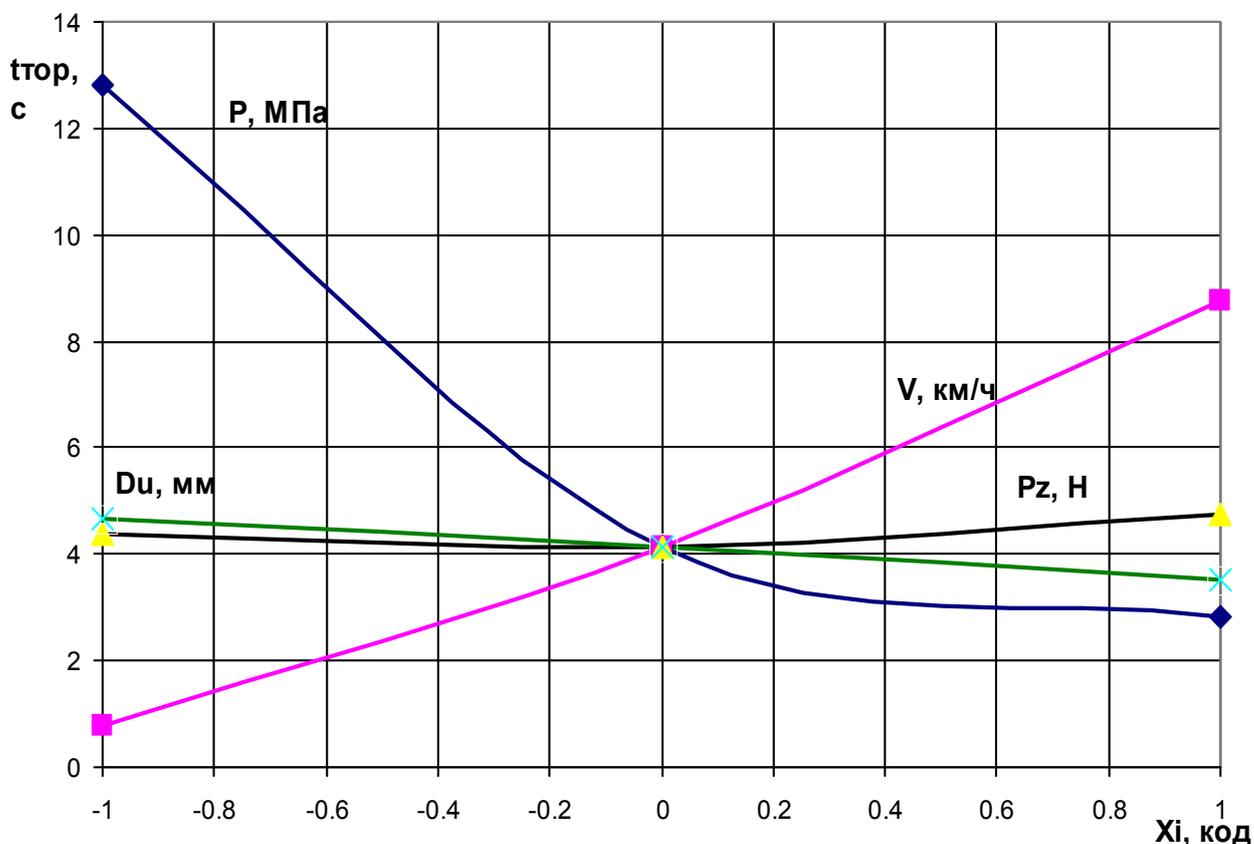


Рис. 4.13. Воздействие факторов на время торможения колеса

Полученные результаты влияния вертикальной осевой нагрузки позволили установить, что при увеличении нагрузки с 5900 Н до 24500 Н, время торможения колеса возрастает незначительно - на 7%.

Следует отметить и то, что при увеличении проходного сечения дросселя перед тормозной камерой с 1 мм до 8 мм время торможения колеса уменьшается с 4,56 до 3,53 с, что составляет 22%.

Зависимости времени торможения колеса от выбранных факторов при разных их сочетаниях представлены на рис. 4.14... 4.16.

Рассматриваемые зависимости рассчитаны с использованием модели, представленной в табл. 4.5.

Полученные результаты подтверждают ранее высказанную гипотезу о том, что при торможении автомобильного колеса увеличение времени процесса затормаживания колеса происходит не только за счет изменения начальной скорости, но и из-за влияния давления в ресивере привода. Установка дросселя или использование агрегатов с переменным дросселем также оказывают влияние на длительность процесса хотя и не столь существенное.

Предложенная модель, описывающая влияние внешних факторов на рабочие процессы контура рабочей тормозной системы автомобилей, позволяет прогнозировать их выходные параметры при совершенствовании и проектировании привода.

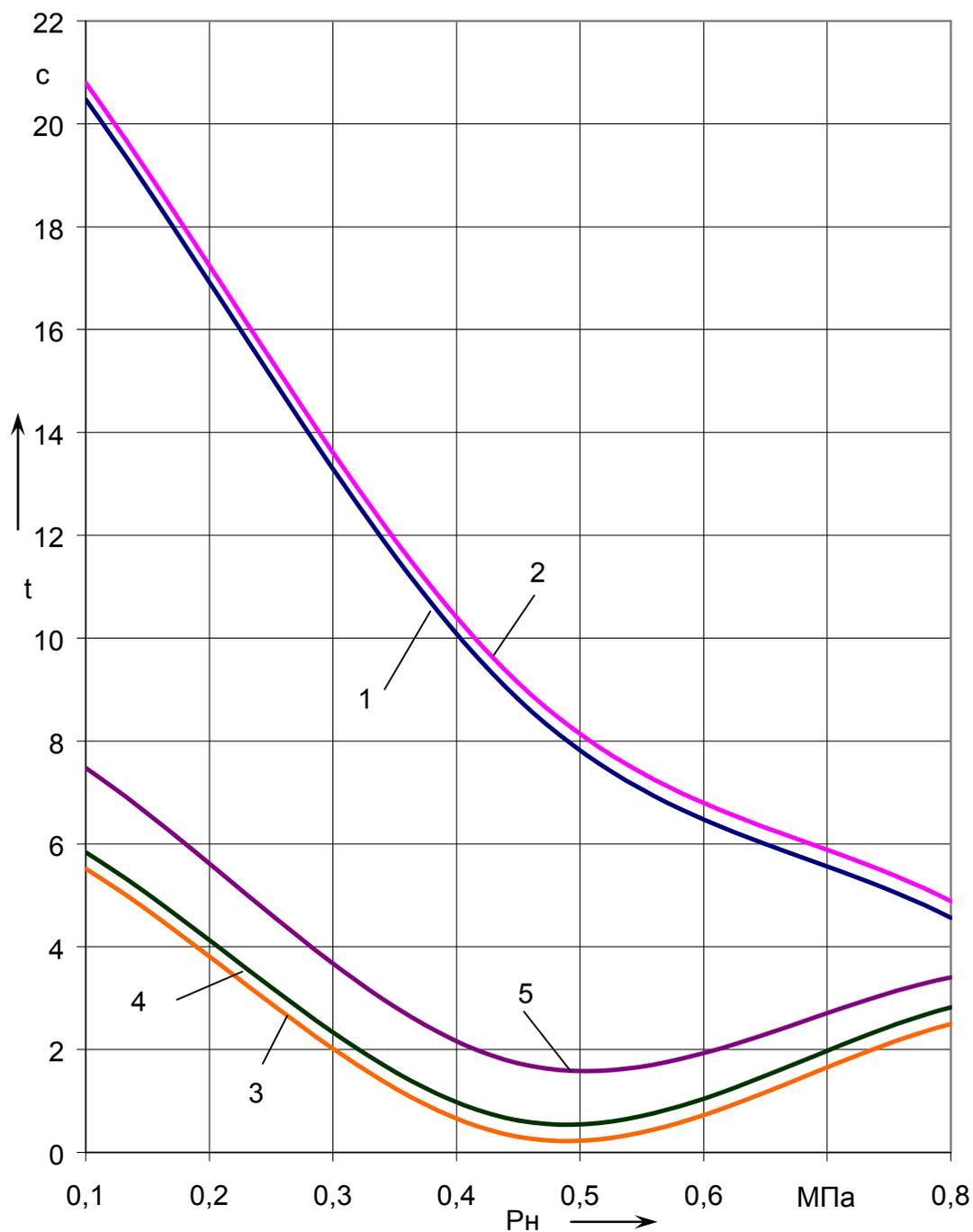


Рис. 4.14. Зависимость времени торможения от начального давления в ресивере при различных сочетаниях факторов:

- 1- $V_H = 60$ км/ч, $R_Z = 24500$ Н, $D_u = 8$ мм;
- 2- $V_H = 60$ км/ч, $R_Z = 5900$ Н, $D_u = 8$ мм;
- 3- $V_H = 10$ км/ч, $R_Z = 24500$ Н, $D_u = 8$ мм;
- 4- $V_H = 10$ км/ч, $R_Z = 5900$ Н, $D_u = 8$ мм;
- 5- $V_H = 10$ км/ч, $R_Z = 5900$ Н, $D_u = 1$ мм.

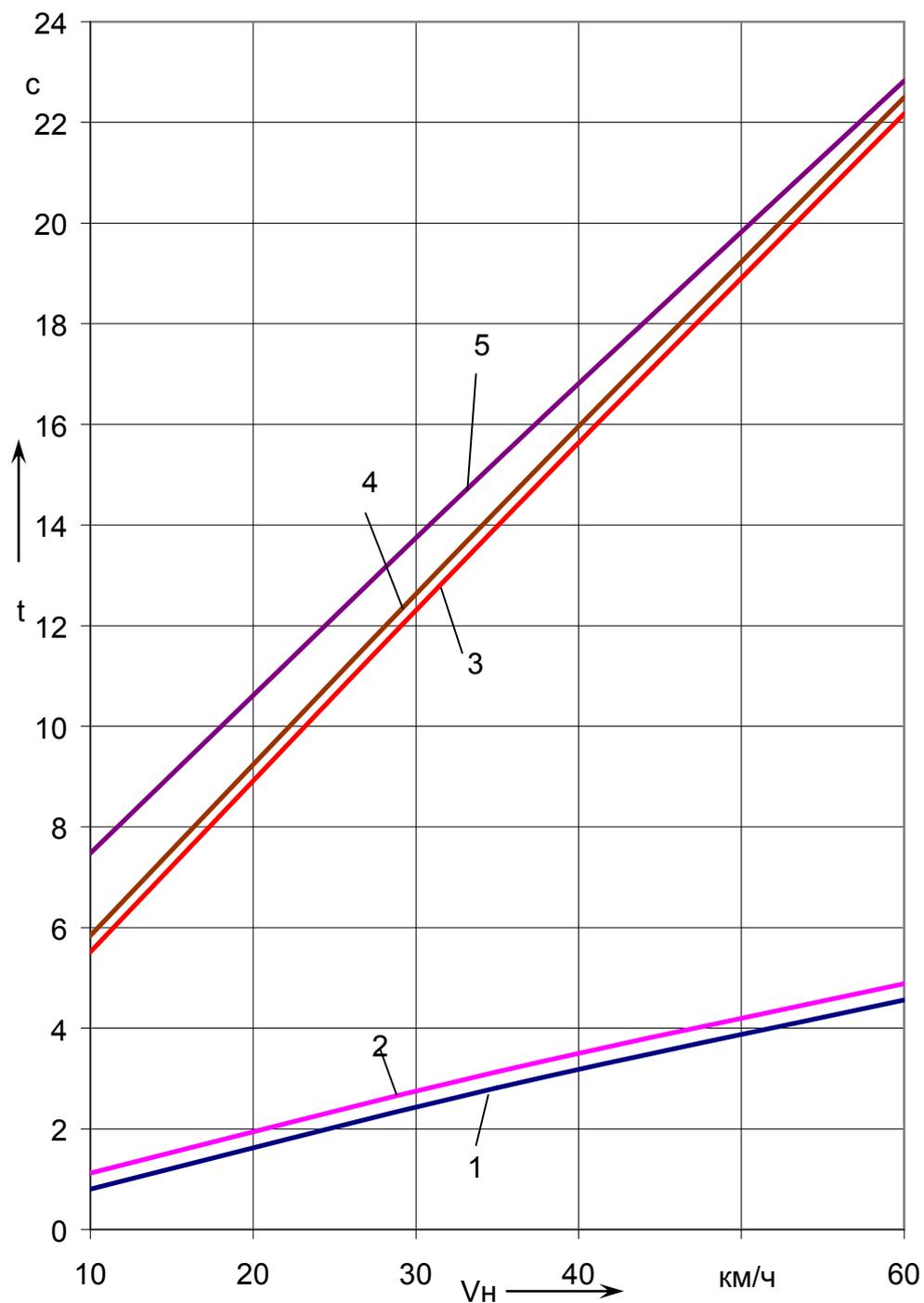


Рис. 4.15. Зависимость времени торможения от начальной скорости торможения при различных сочетаниях факторов:

1- $P_H = 0,8 \text{ МПа}$, $R_z = 24500 \text{ Н}$, $D_u = 8 \text{ мм}$;

2- $P_H = 0,8 \text{ МПа}$, $R_z = 5900 \text{ Н}$, $D_u = 8 \text{ мм}$;

3- $P_H = 0,1 \text{ МПа}$, $R_z = 24500 \text{ Н}$, $D_u = 8 \text{ мм}$;

4- $P_H = 0,1 \text{ МПа}$, $R_z = 5900 \text{ Н}$, $D_u = 8 \text{ мм}$;

5- $P_H = 0,1 \text{ МПа}$, $R_z = 5900 \text{ Н}$, $D_u = 1 \text{ мм}$.

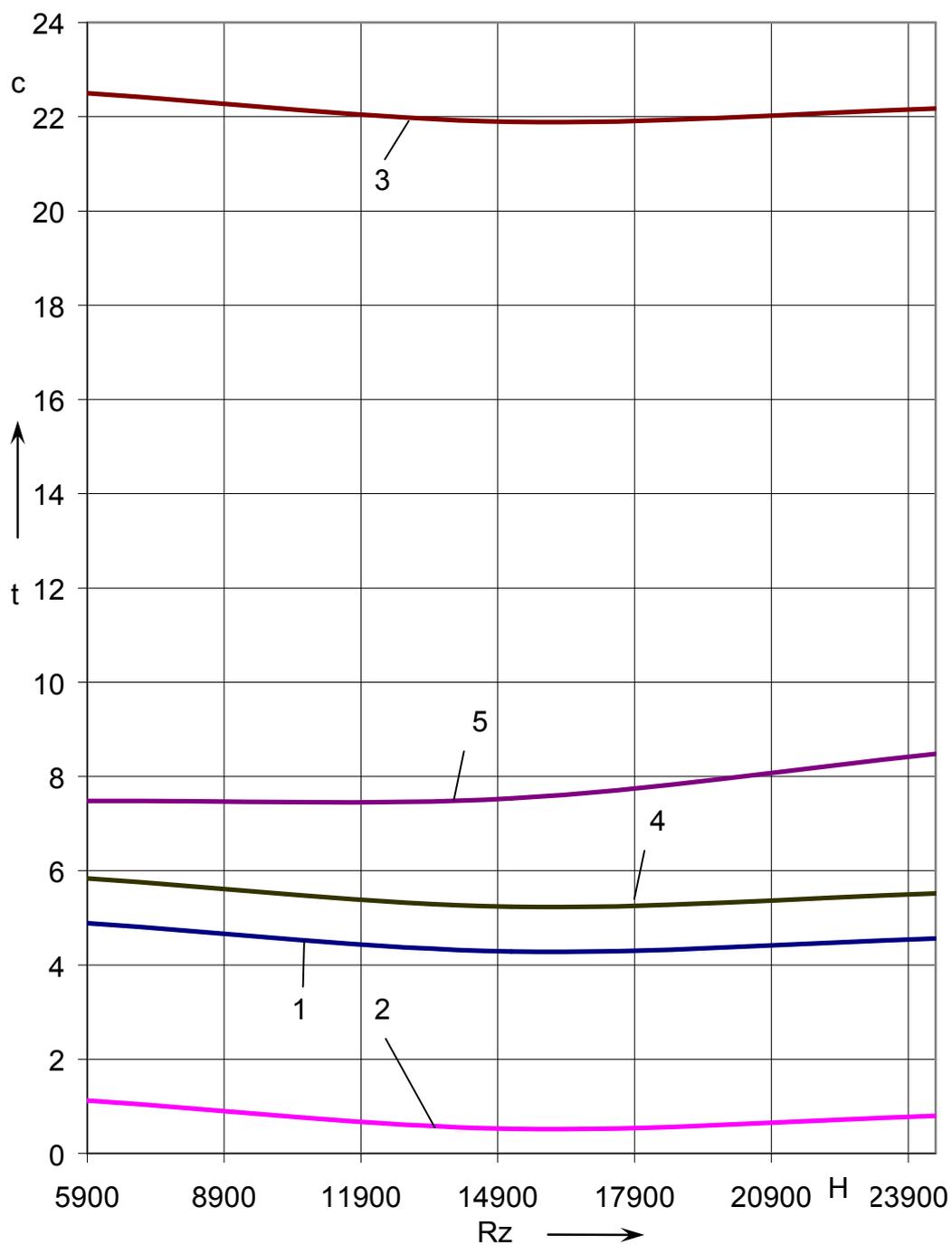


Рис. 4.16. Зависимость времени торможения от вертикальной осевой нагрузки при различных сочетаниях факторов:

- 1- $P_H = 0,8 \text{ МПа}$, $V_H = 60 \text{ км/ч}$, $D_u = 8 \text{ мм}$;
- 2- $P_H = 0,8 \text{ МПа}$, $V_H = 60 \text{ км/ч}$, $D_u = 8 \text{ мм}$;
- 3- $P_H = 0,1 \text{ МПа}$, $V_H = 60 \text{ км/ч}$, $D_u = 8 \text{ мм}$;
- 4- $P_H = 0,1 \text{ МПа}$, $V_H = 10 \text{ км/ч}$, $D_u = 8 \text{ мм}$;
- 5- $P_H = 0,1 \text{ МПа}$, $V_H = 10 \text{ км/ч}$, $D_u = 1 \text{ мм}$.

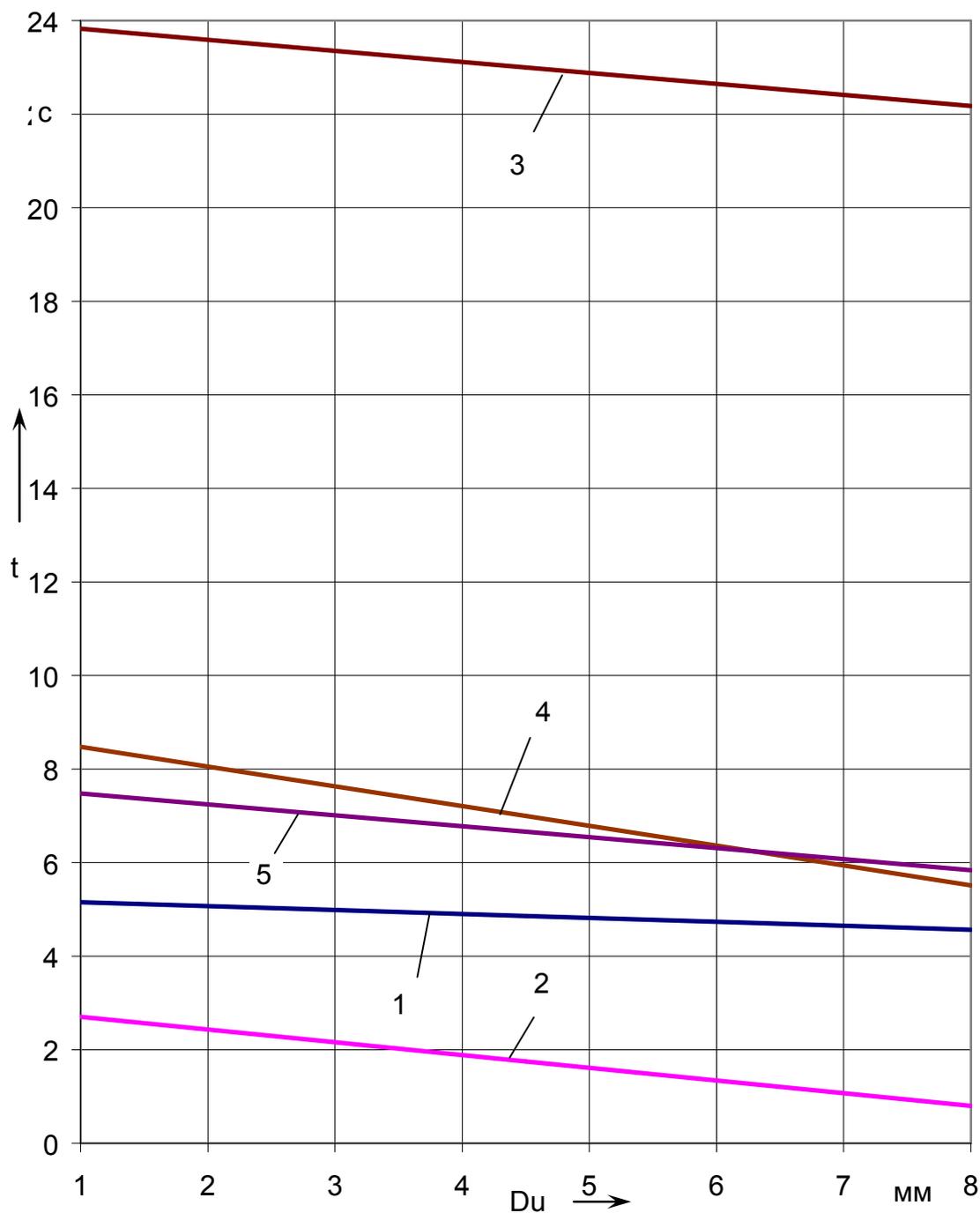


Рис. 4.17. Зависимость времени торможения от проходного сечения при различных сочетаниях факторов:

- 1- $P_H = 0,8 \text{ МПа}$, $V_H = 60 \text{ км/ч}$, $R_Z = 24500 \text{ Н}$;
- 2- $P_H = 0,8 \text{ МПа}$, $V_H = 10 \text{ км/ч}$, $R_Z = 24500 \text{ Н}$;
- 3- $P_H = 0,1 \text{ МПа}$, $V_H = 60 \text{ км/ч}$, $R_Z = 24500 \text{ Н}$;
- 4- $P_H = 0,1 \text{ МПа}$, $V_H = 10 \text{ км/ч}$, $R_Z = 24500 \text{ Н}$;
- 5- $P_H = 0,1 \text{ МПа}$, $V_H = 10 \text{ км/ч}$, $R_Z = 5900 \text{ Н}$.

4.3. Оценка эффективности разработанной АБС

При обработке экспериментов, были выявлены сочетания факторов (см. табл. 4.7), при которых, катящееся колесо блокировалось рис. 4.18-4.19. Обозначения на осциллограммах приняты аналогично рис.4.10.

Таблица 4.7.

Сочетания факторов с блокированием колеса

Опыт №	Начальные условия				Результаты испытаний, время торможения, с	
	P _н , МПа	V _н , км/ч	Rz, Н	D _н , мм	Результаты	Эксперимент
1	0,8	10	5900	8	Блок при V<10км/ч	0,81
5	0,8	60	5900	8	Блок	5,04
7	0,8	10	24500	8	Блок при V<10км/ч	0,93
8	0,8	60	24500	1	Блок	4,87
10	0,8	60	24500	8	Блок	4,64
15	0,8	60	15205	1	Блок	5,06
23	0,8	10	15205	4,5	Блок при V<10км/ч	0,88
25	0,8	45	5900	1	Блок	3,69

Для проверки работоспособности и определения эффективности системы АБС, согласно нормативным Правилам №13 ЕЭК ООН Приложение №13 [10] необходимо провести ряд испытаний при постепенном увеличении давления, для того чтобы обеспечить качение колеса при заданных нагрузочно-скоростных параметрах с максимальной эффективностью.

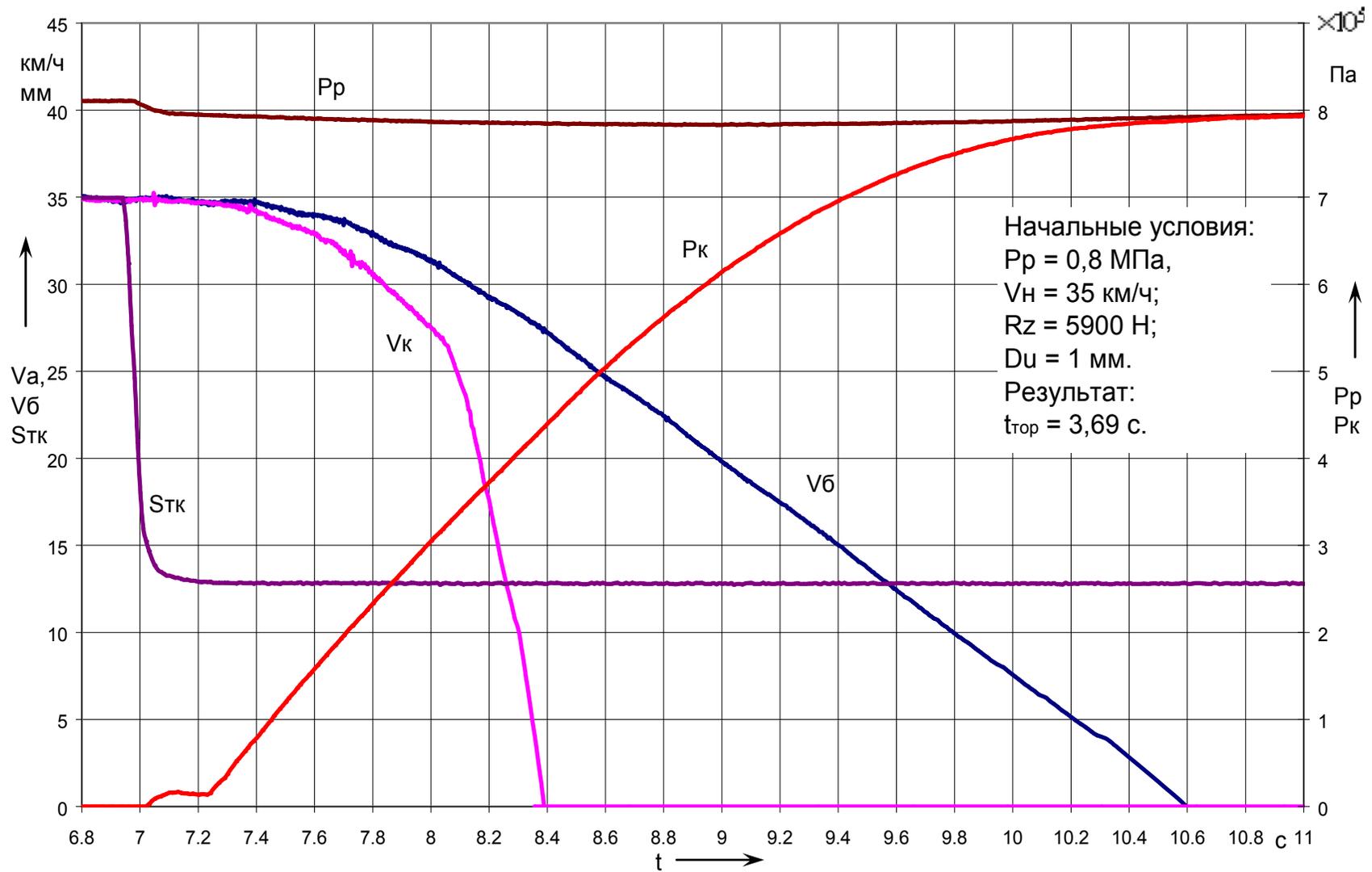


Рис. 4.18. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы без АБС с блокированием колеса при сочетании факторов эксперимента № 25

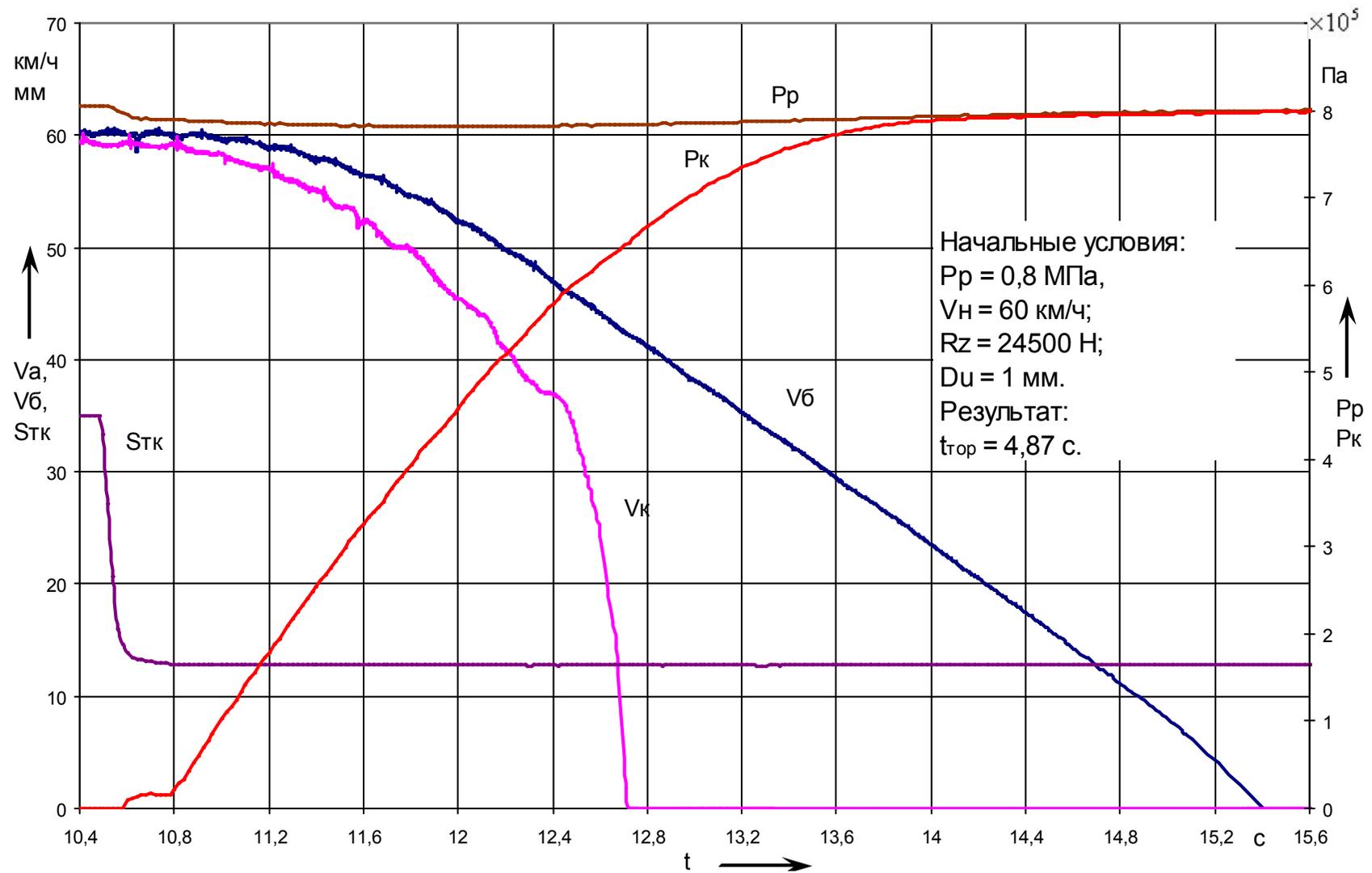


Рис. 4.19. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы без АБС с блокированием колеса при сочетании факторов эксперимента № 8

При этом колесо должно находиться на грани блока (рис. 4.20-4.21). Выявления качения колеса на грани блокирования при определенных нагрузочно-скоростных параметрах, проводилось путем подбора давления с повышением на 0,1 МПа в питающей части привода. При возникновении момента блокирования колеса, проводился эксперимент с давлением меньшим на 0,05 МПа чем давление при котором происходило блокирование колеса. Согласно Правилам 13 [10] допускалось блокирование колеса лишь при достижении скорости меньше 10км/ч.

Таким образом, были получены графические зависимости, при граничном качении колеса и при незначительном повышении давления и блокировании колеса в конце процесса торможения (см. табл. 4.8).

Следующим шагом было выполнение испытания при заданных нагрузочно-скоростных параметрах и максимальном давлении в ресивере с подключением разработанной АБС. В результате экспериментальных исследований были получены графики зависимостей (рис. 4.22-4.23). Далее расчетным путем, по соответствующей методике [10], вычислялась эффективность АБС, критерием которой является коэффициент реализуемой силы сцепления ε .

Так, согласно нормативным предписаниям [10], коэффициент использования силы сцепления определяется:

$$\varepsilon = \frac{Z_{AL}}{k_M}. \quad (4.1)$$

где Z_{AL} - максимальный коэффициент торможения при включенной антиблокировочной системе,

k_M - коэффициент сцепления.

Максимальный коэффициент торможения Z_{AL} измеряется при включенной антиблокировочной системе, из расчета заданного промежутка времени для скорости, понижающейся с 45 км/ч до 15 км/ч.

$$Z_{AL} = \frac{0.849}{t}. \quad (4.2)$$

Коэффициент сцепления k_M определяется методом взвешивания с учетом динамических нагрузок на ось.

$$k_M = \frac{k_f \cdot F_{fdyn} + k_r \cdot F_{rdyn}}{P \cdot g} \quad (4.3)$$

где P - масса транспортного средства, кг;

k_f - коэффициент сцепления для передней оси;

k_r - коэффициент сцепления для задней оси.

При проведении экспериментов на инерционном стенде перераспределения нагрузки не происходит, поэтому коэффициент сцепления равняется коэффициенту максимального коэффициента торможения транспортного средства (Z_{max}), который определяется из выражения:

$$Z_{max} = \frac{0.566}{t} \quad (4.4)$$

Коэффициент торможения для затормаживаемого колеса, катящегося на грани блокирования, определяется из расчета заданного промежутка времени (t) для скорости, понижающейся с 40 км/ч до 20 км/ч.

Необходимые значения времен были получены из осциллограмм, а результаты сведены в таблицу 4.8.

Таблица 4.8.

Расчет коэффициента реализуемой силы сцепления

№ эксперимента	Результаты эксперимента							
	Время торможения, с			Расчетные параметры				
	с блоком	на грани с блоком	с АБС	$t_{z_{AL}}$, с	Z_{AL}	$t_{z_{max}}$, с	Z_{max}	ε
5	5,04	4,57	4,72	2,61	0,325	1,49	0,379	0,842
8	4,87	4,34	4,85	1,91	0,426	1,1	0,51	0,829
10	4,64	4,23	4,17	2,124	0,398	1,38	0,41	0,97
15	5,06	4,94	5,07	2,64	0,398	1,51	0,4131	0,963
25	3,69	3,87	2,946	V<45 км/ч расчет невозможен				

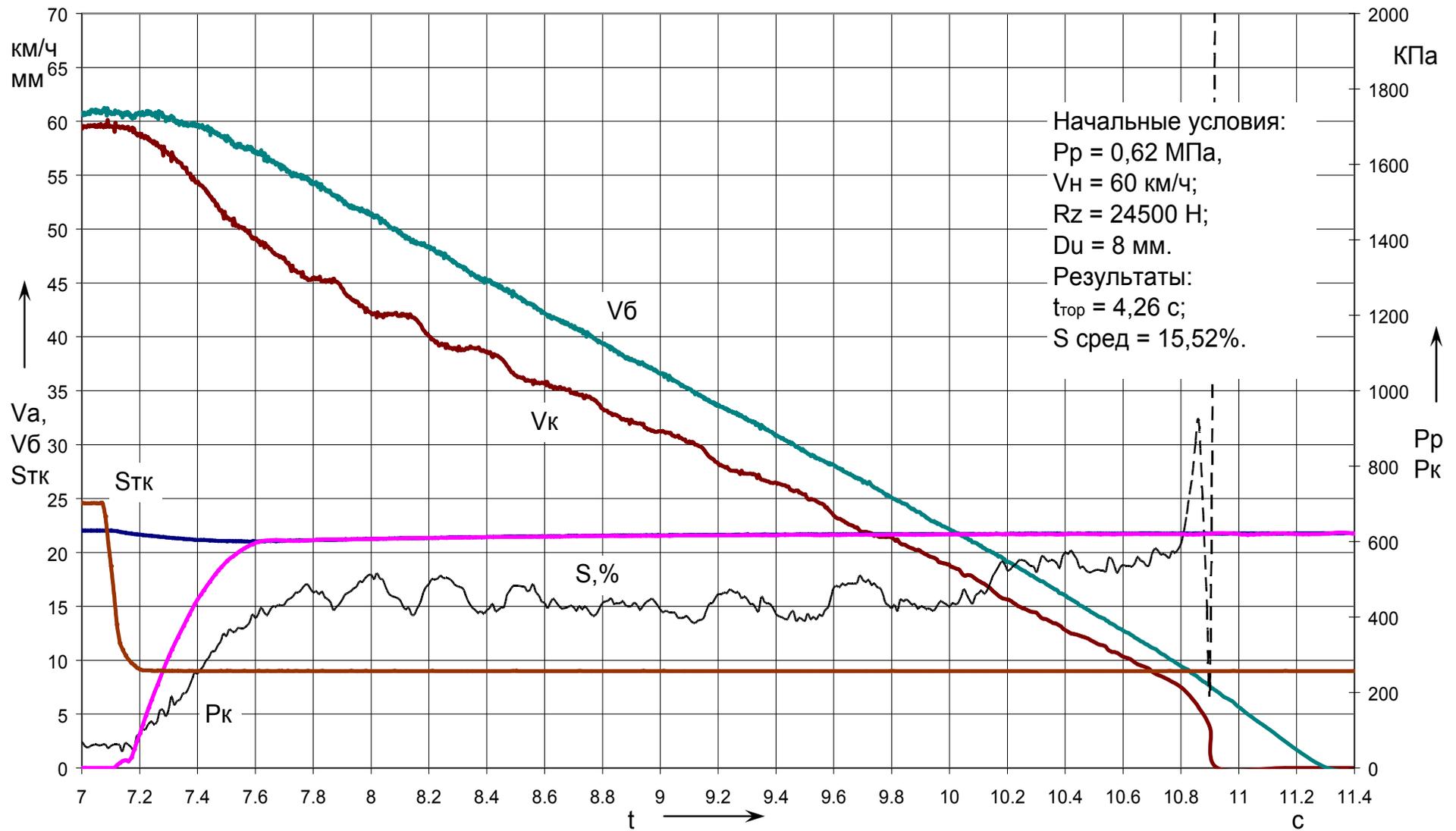


Рис. 4.20 Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы без АБС с подбором давления при сочетании факторов эксперимента № 10

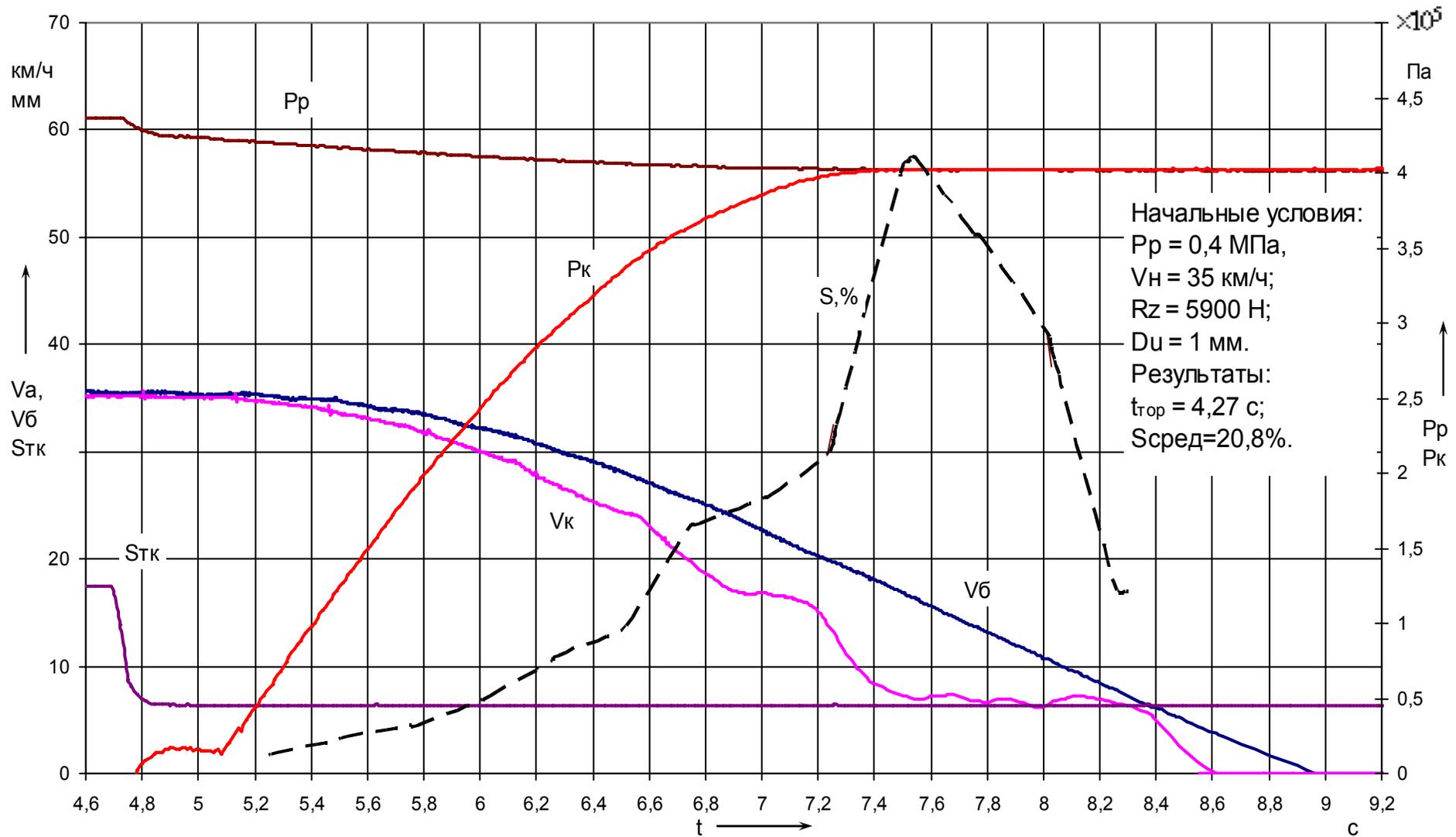


Рис. 4.21 Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы без АБС с подбором давления при сочетании факторов эксперимента № 25

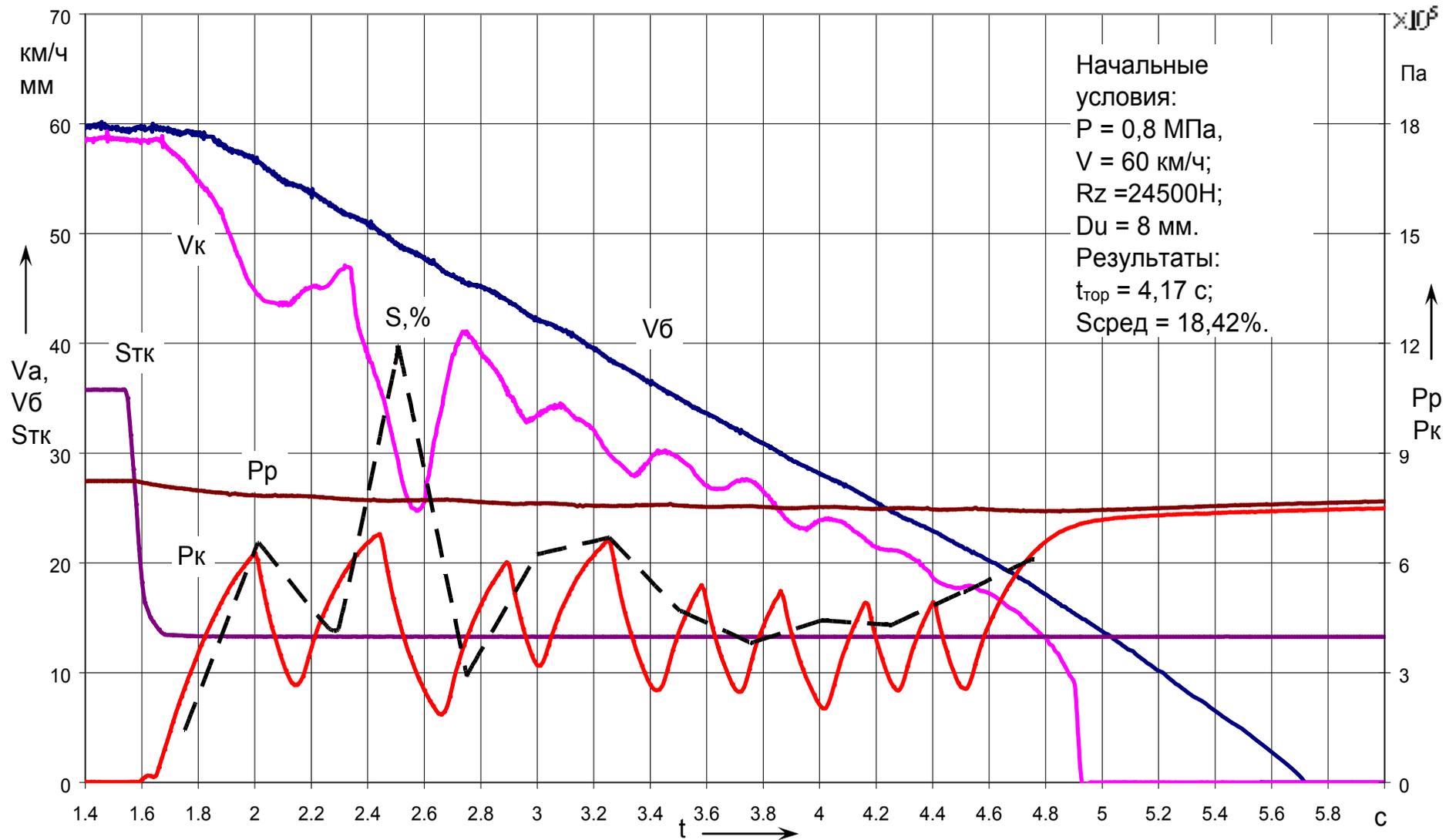


Рис. 4.22. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с разработанной АБС при сочетании факторов эксперимента № 10

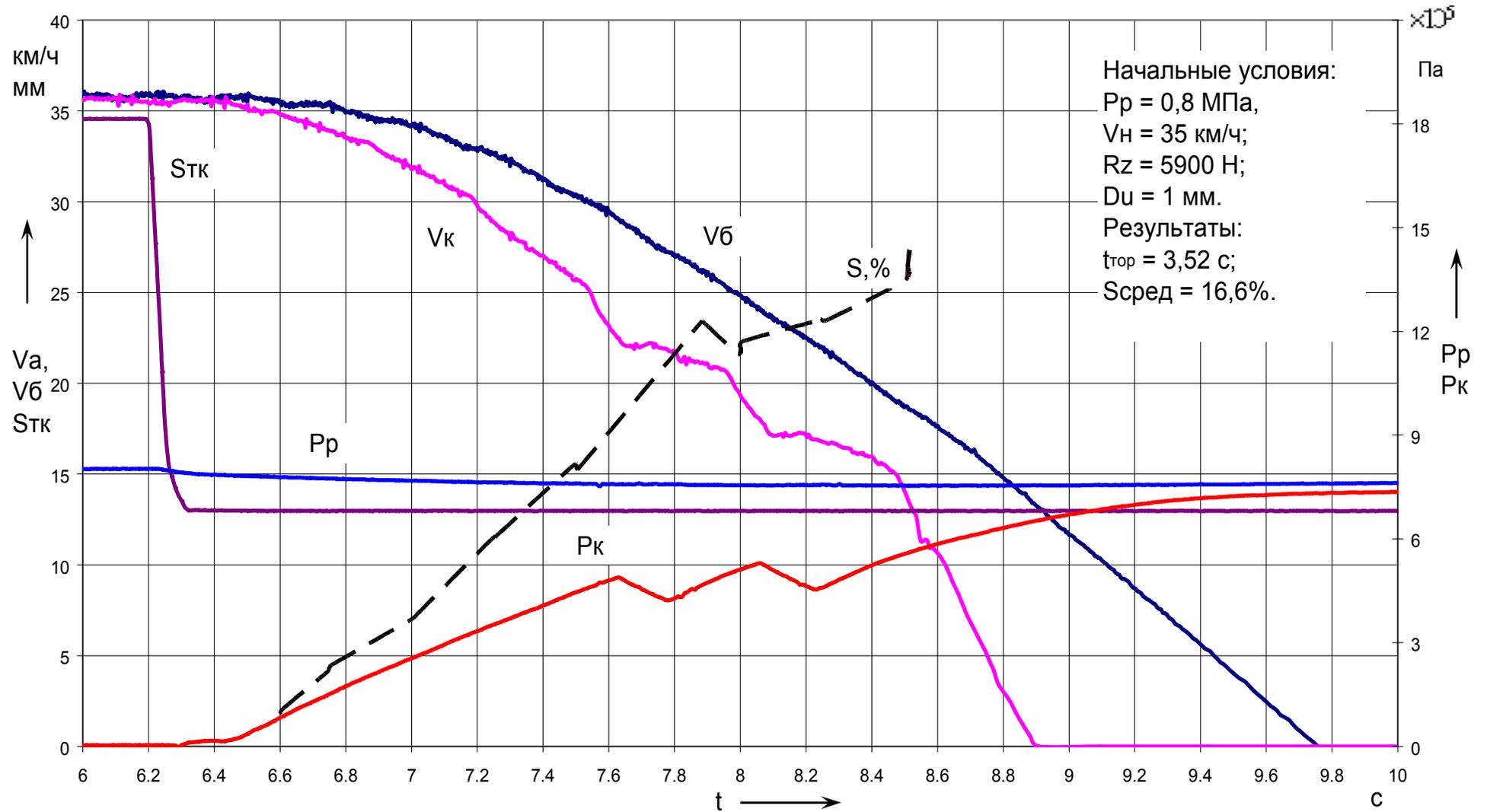


Рис. 4.23. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с разработанной АБС при сочетании факторов эксперимента № 25

Данная методика позволяет определить эффективность при проведении испытаний с начальной скоростью более 50 км/ч. В случае условий эксперимента № 25, начальная скорость составляет 35 км/ч.

Для данного случая, зависимость (4.1) можно преобразовать с учетом выражений (4.2...4.4) в следующее уравнение:

$$\varepsilon = \frac{Z_{AL}}{k_M} = \frac{0.849}{t_{ABS}} / (Z_m + Z_m) = \frac{0.849}{2 \cdot 0,566} \cdot \frac{t_{ABS}}{t_{на\ грани}} = 0,75 \cdot \frac{t_{на\ грани}}{t_{ABS}}. \quad (4.5)$$

где t_{ABS} - промежуток времени для скорости, понижающейся с V_1 км/ч до V_2 км/ч при включенной антиблокировочной системе, с;

$t_{на\ грани}$ - промежуток времени для скорости, понижающейся с V_1 км/ч до V_2 км/ч при отключенной антиблокировочной системе и подобранным давлением, при котором колесо движется на грани блока, с.

Выражение (4.5) так же справедливо при отсутствии динамического перераспределения нагрузки при торможении по осям транспортного средства.

В процессе обработки полученных результатов определялось проскальзывание, реализуемое в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, для анализа предложенного закона регулирования.

Следует отметить, что при качении колеса на грани блокирования реализуемая средняя величина проскальзывания составляет 13%. При сочетании факторов эксперимента № 25, приведенного на рис. 4.23 среднее значение составляет 20,8%.

Во всех этих случаях значение проскальзывания в начале процесса торможения увеличивается до максимального значения, а далее при достижении определенного среднего значения остается постоянным.

При анализе осциллограмм экспериментов с подключенной АБС было выявлено, что работа системы позволяет реализовывать среднее значение проскальзывания на уровне 18,2%. Так, при проведении эксперимента №25 с АБС (рис. 4.23) было отмечено максимально реализуемое проскальзывание, равное 47%. Следует отметить, что при реализации заданного закона управления разработанная АБС в начале процесса торможения за первые 3-4 цикла срабатывания обеспечивает среднее значение проскальзывания на уровне 27%, после чего значение реализуемого проскальзывания снижается.

4.4. Исследование влияния перераспределения вертикальной нагрузки на работу АБС

В процессе эксплуатации транспортного средства при торможении происходит динамическое перераспределение вертикальной нагрузки между передней и задней осью. Антиблокировочная система должна приспосабливаться к изменениям внешних факторов, поэтому необходимо провести испытания по адаптационным свойствам и влиянию перераспределения на работу АБС.

Для выполнения данных испытаний было принято решение о проведении испытаний АБС на инерционном беговом стенде при изменении нагрузки, согласно существующим параметрам транспортного средства. Так, в процессе торможения, нагрузка повышалась от минимального значения 5900 Н (минимальная нагрузка, приходящаяся на заднее колесо при торможении) до максимального 24500 Н (максимальная нагрузка на переднее колесо при торможении) и в противоположном направлении. Для контроля величины нагрузки при проведении испытаний, стенд был доработан датчиком перемещения, который записывал значения перемещения нагрузочной части стенда. В данном случае был использован датчик перемещения CLP-13-100.

Характерные осциллограммы приведены на рис. 4.24-4.25.

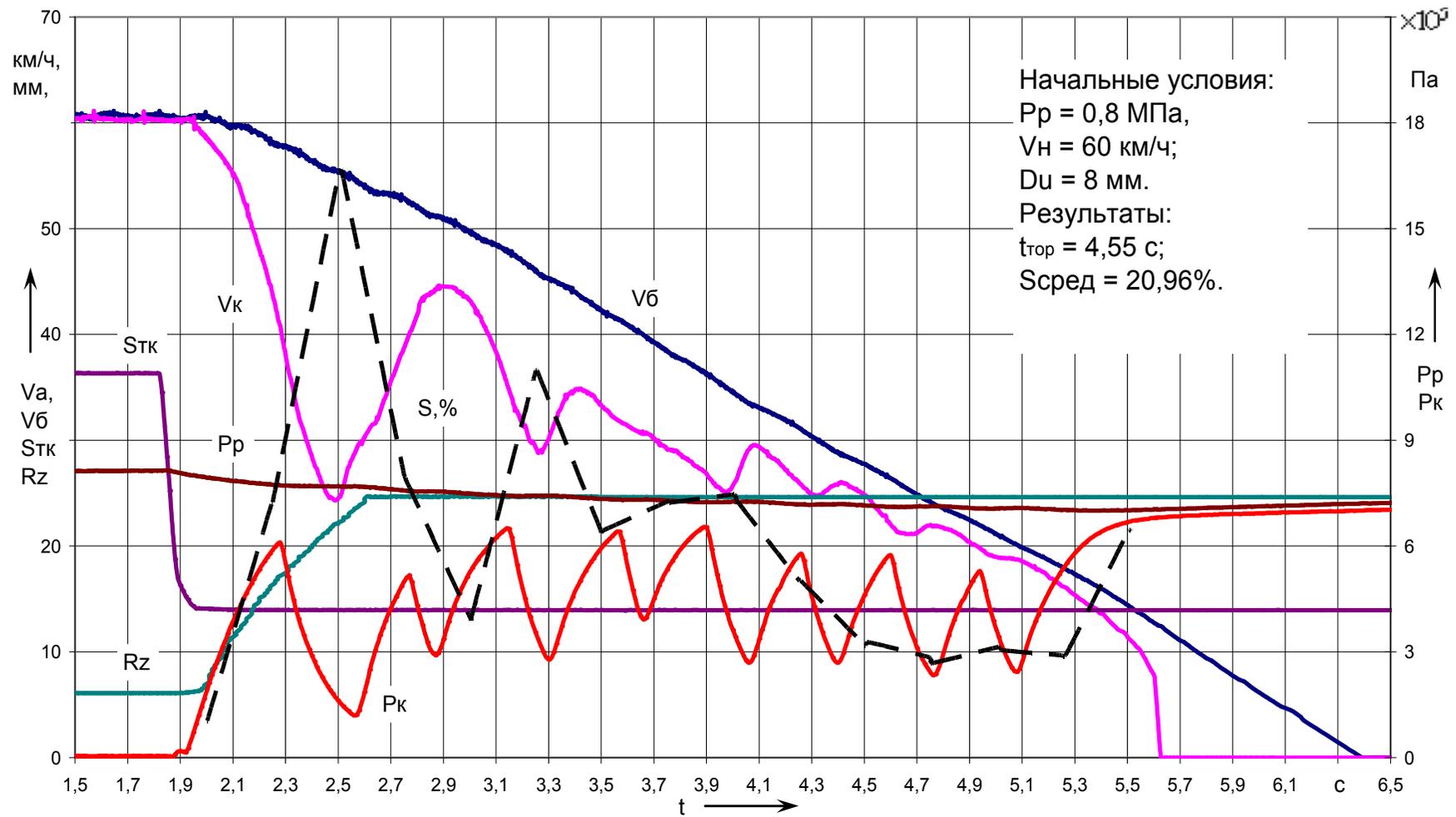


Рис. 4.24. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с разработанной АБС при повышении нагрузки (R_z) от 5900 до 24500 Н.

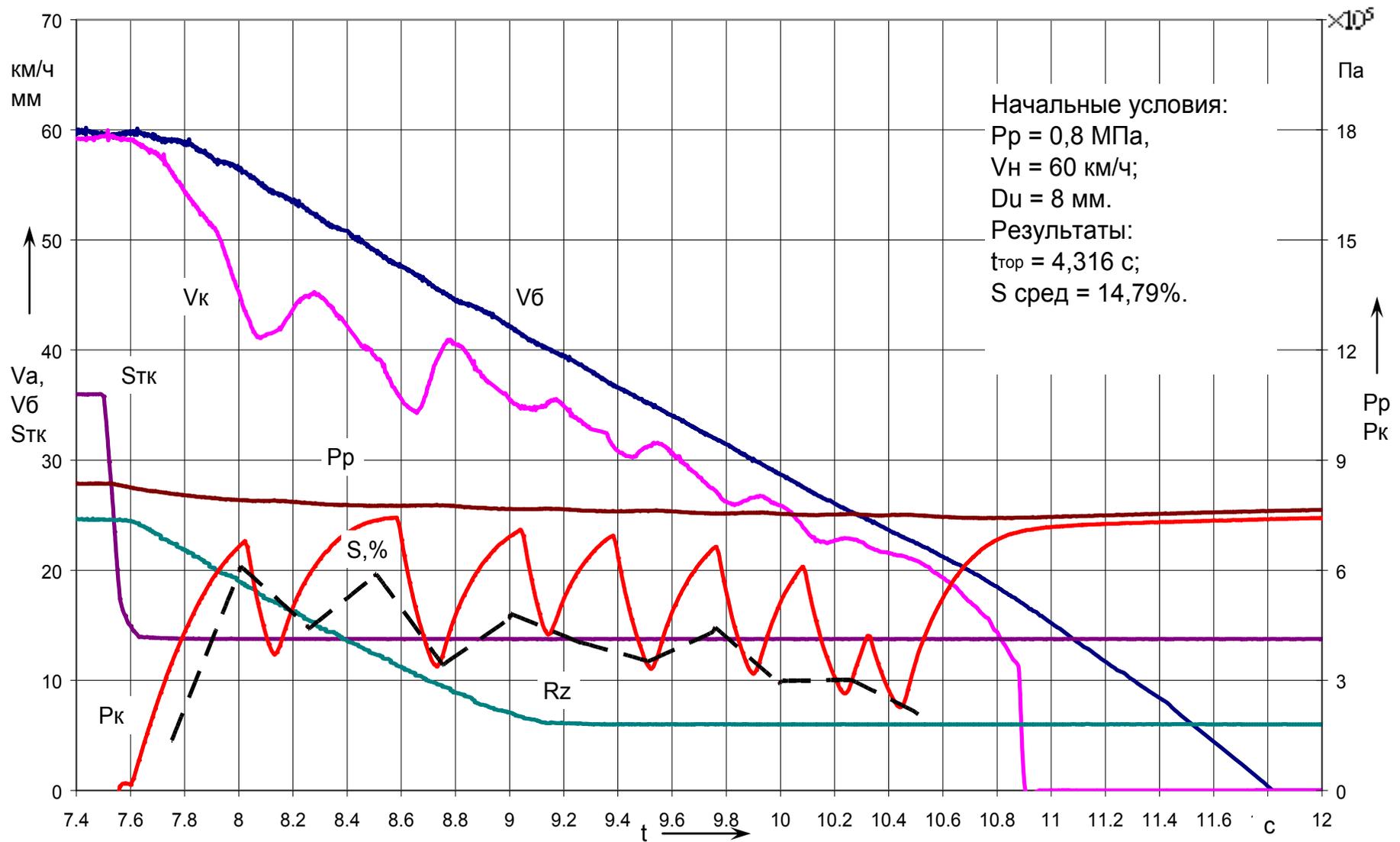


Рис. 4.25. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с разработанной АБС при уменьшении нагрузки (R_z) от 24500 до 5900 Н

Проанализировав результаты проведенных испытаний, можно сделать вывод, что разработанная АБС с модулятором прямого действия обеспечивает безблокировочное движение во всем диапазоне нагрузок, а также незначительно на 5% изменяет время процесса (4,316 - 4,55 с) при изменении нагрузки.

Таким образом, предложенная конструкция модулятора при двухфазном алгоритме работы системы выполняет предписанные требования по эффективности и обеспечению адаптивных свойств.

4.5. Сравнительные испытания с существующими аналогами

Для проведения сравнительных испытаний, экспериментальная установка, была доукомплектована компонентами, позволяющими подключать существующие АБС (рис. 4.26-4.27). Так на стенд были установлены четыре датчика скорости, четыре серийных модулятора, электронный блок управления и комплект электропроводов. При проведении испытаний, подключались ЭБУ серийно изготовленных АБС фирм России и Беларуси [200, 210]. Для сравнения были проведены испытания при начальных условиях эксперимента № 5 и № 10 (табл. 4.7).

При подключении АБС-аналога, к блоку были подключены все модуляторы, и все датчики, согласно спецификации. Датчики скорости считывали одинаковую скорость качения тормозящего колеса. Так имитировалось идеальное торможение, при котором все колеса транспортного средства, катятся с одной скоростью.

Результаты моделирования приведены на рис. 4.28...4.31.

При проведении испытаний было отмечено, что система с электронным блоком АДЮИ.453633.019 фирмы «Экран» (Республика Беларусь) не обеспечивает безблокировочное торможение (рис. 4.28). Так, при отработке первого цикла регулирования, система отключалась, при этом

колесо блокировалось. Такие же результаты были отмечены и при изменении начальных условий.



Рис. 4.26. Установка модулятора АБС-аналога на стенде



Рис. 4.27. Установка ЭБУ и системы питания АБС-аналога на стенде

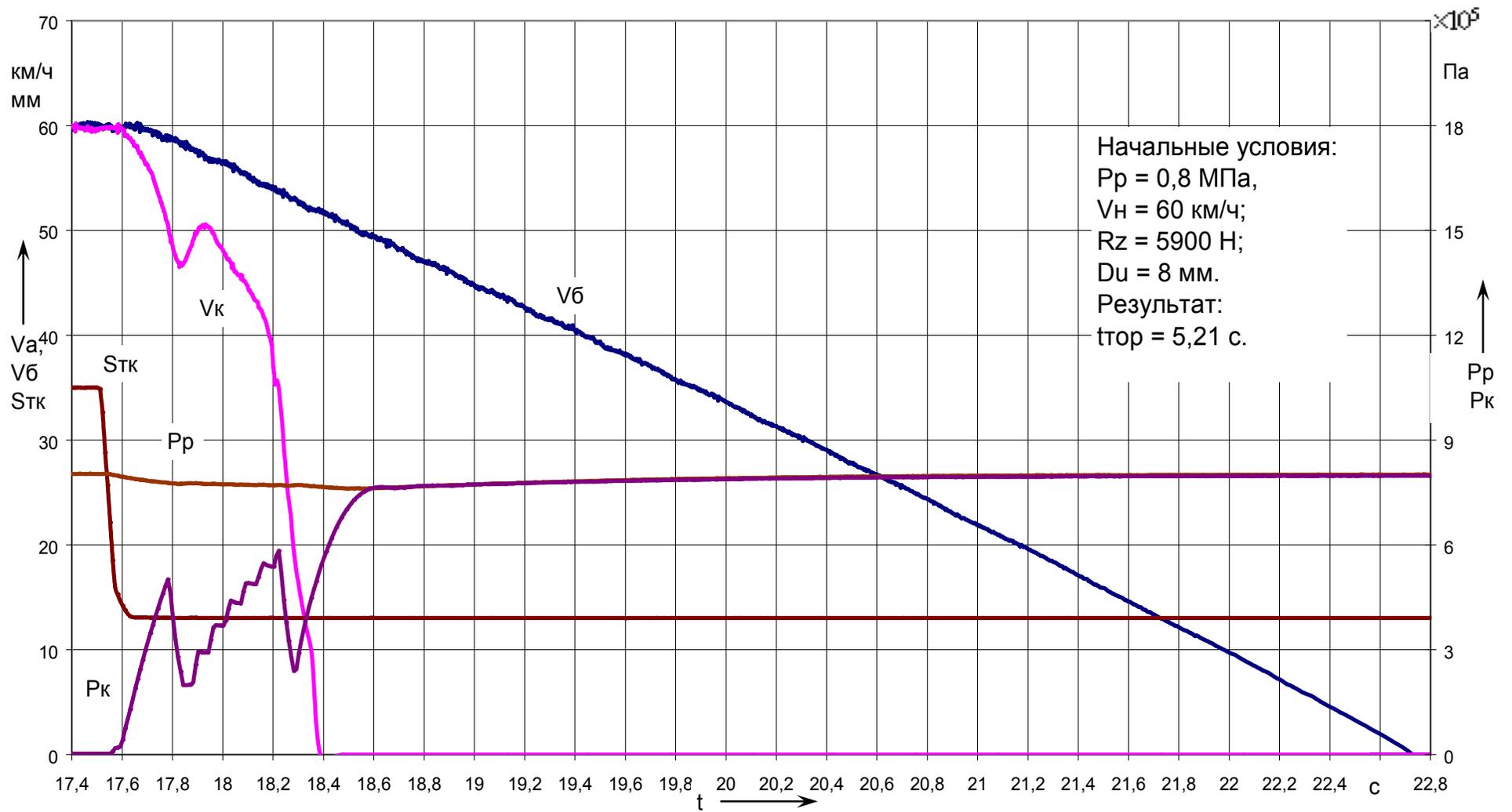


Рис. 4.28. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с АБС РУП «Экран» Белоруссия, при сочетании факторов эксперимента № 5

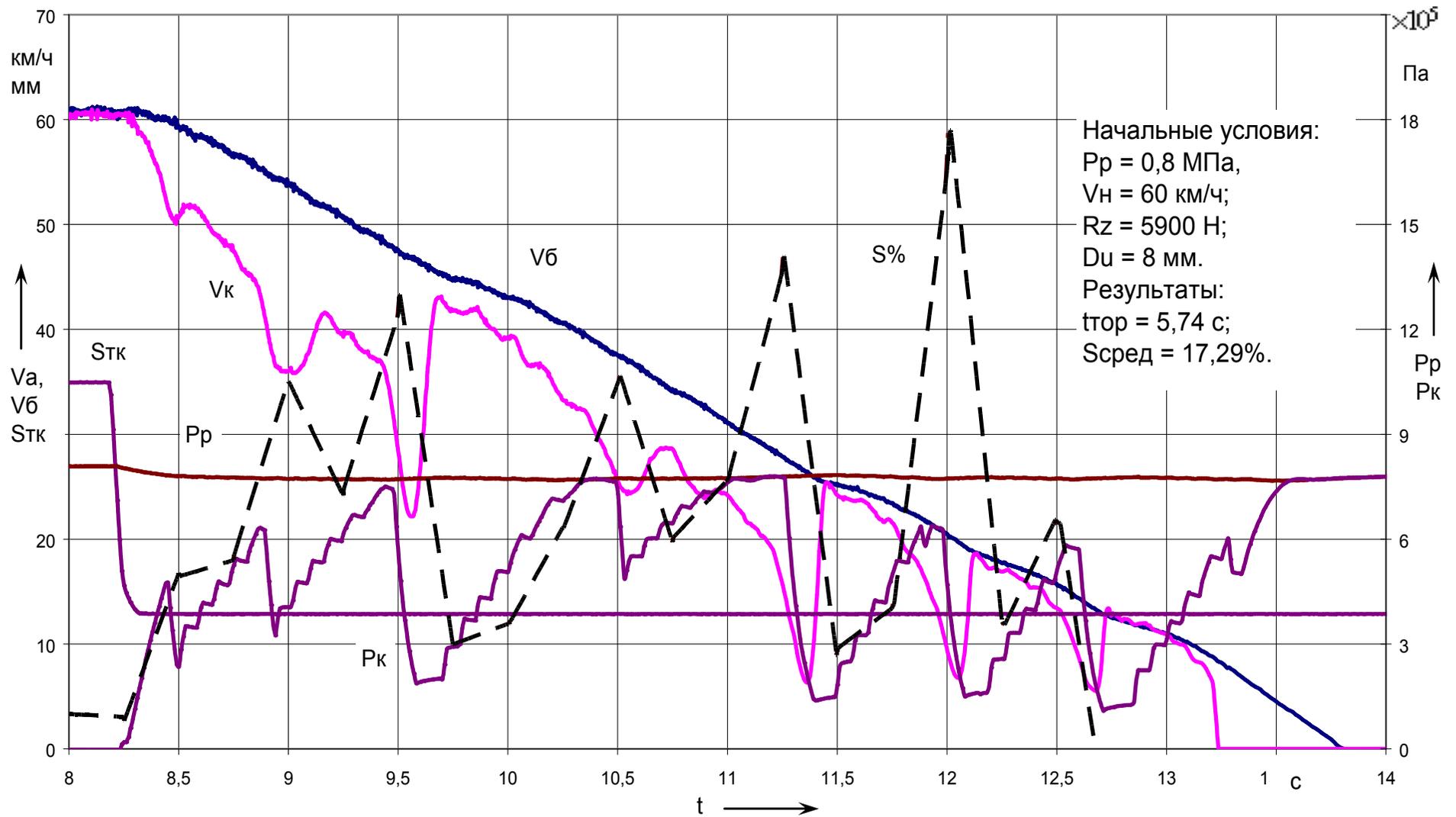


Рис. 4.29. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с АБС ФГУП «КЗТА» России, при сочетании факторов эксперимента № 5

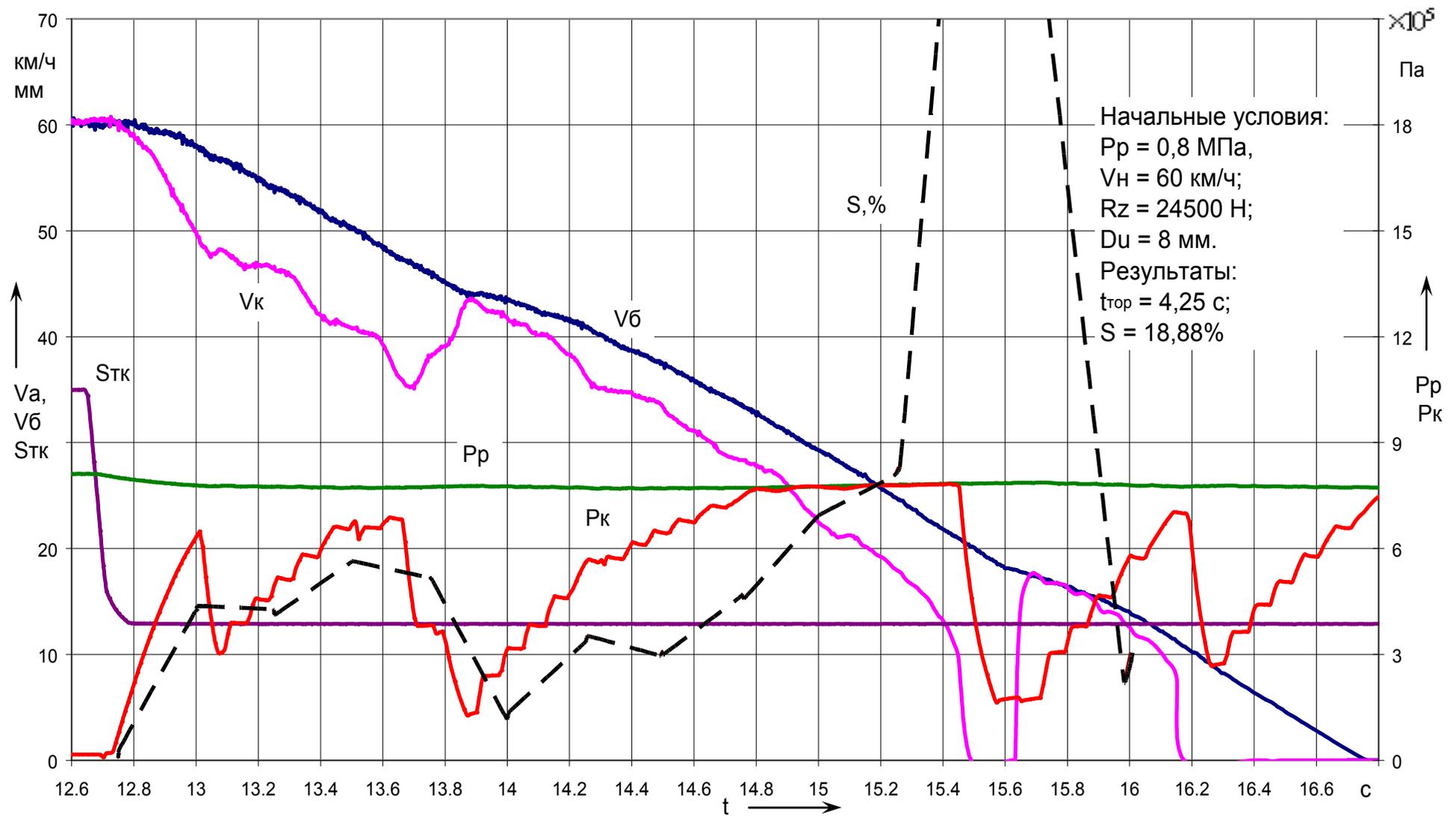


Рис. 4.30. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей тормозной системы с АБС ФГУП «КЗТА» России, при сочетании факторов эксперимента № 10

Анализ осциллограмм работы АБС ФГУП «КЗТА» (Россия), показал, что используемый алгоритм имеет релейный вид, с чередующимися циклами сброса и наполнения. Так, для увеличения времени процесса наполнения, подача сжатого воздуха идет ступенчато с фазами выдержки. При этом среднее значение поддерживаемого проскальзывания составляло 17,65%. И при подсчете по предложенной методике коэффициента реализуемого сцепления, можно отметить, что система выполняет нормативные требования.

При сравнительном анализе разработанной АБС с АБС ФГУП «КЗТА» (Россия), можно сделать следующие заключения:

- разработанная АБС обеспечивает торможение за меньший на 2...17,7% промежуток времени по сравнению с АБС ФГУП «КЗТА».

- при работе разработанной АБС не было выявлено блокирования колеса, кроме случаев, когда скорость снижалась ниже пороговой ($V < 15$ км/ч). Как видно на рис. 4.31, система ФГУП «КЗТА» вводит колесо в блок.

- в процессе регулирования, система ФГУП «КЗТА» приводит к значительным перепадам скорости (от 25 км/ч до 5 км/ч; от 5 км/ч до 20 км/ч), что способствует рывкам, и как следствие к снижению эргономических показателей. При регулировании разработанной АБС таких явлений не выявлено.

- разработанная система обеспечивает расход сжатого воздуха, соизмеримый с аналогом. Так при сравнении следует отметить, что разработанная система хоть и делает большее количество циклов на 30...40%, но с меньшей на 22...37% амплитудой колебаний значения давления, по сравнению с аналогом. Тем самым разработанная система обеспечивает расход 6,66 г/с, а при равных условиях система аналог 6,91 г/с. Так при сравнении с пороговым значением для автобуса МАЗ 256000, обе системы смогут обеспечить требованию по запасу воздуха. Так как было рассчитано, для питающей части расход не должен быть больше 7,09 г/с [4].

Выводы по разделу

Разработанные методики и оборудование для экспериментального исследования позволяют расширить возможности получения уточнённых достоверных данных о рабочих процессах контура рабочей тормозной системы с АБС автомобилей в лабораторных условиях.

В частности, в рамках выполненной работы получены следующие результаты:

1. Определено влияние на время торможения следующих факторов: начальной скорости торможения V_n колеса; вертикальной осевой нагрузки R_z на колесо; начального значения давления в питающей части P_p ; и диаметра проходного сечения D_u перед тормозной камерой и их сочетаний. Установлено, что:

- наибольшее влияние оказывает начальная скорость. При ее изменении от 10 км/ч до 60 км/ч время торможения изменяется от 0,79 с до 8,762 с, т.е. примерно в 10 раз.

- изменение вертикальной нагрузки на колесо с 5900 до 24500 Н при торможении вызывает незначительное, на 7..11 % увеличение времени.

- при изменении дросселя с 1 мм до 8 мм время торможения уменьшается на 20...22%.

2. Проведена оценка адекватности разработанной математической модели и принятых допущений при аналитическом описании рабочих процессов в контуре рабочей тормозной системы с АБС. Относительная погрешность расчётной характеристики и полученной по результатам моделирования составляет 11...15%.

3. Обеспечивается коэффициент использования силы сцепления в диапазоне $\varepsilon = 0,846...0,96$, что соответствует нормативным предписаниям.

4. Проведенные исследования разработанной АБС и серийной выпускаемого аналога АБС, показали, что предложенная конструкция обеспечивает более высокую эффективность по времени процесса

торможения в пределах 2...17,7%. При этом расход сжатого воздуха меньше до 7% чем у аналога.

ВЫВОДЫ

В процессе теоретических и экспериментальных исследований достигнута установленная цель и решены все поставленные задачи.

1. Анализ исследований модуляторов АБС показал, что недостаточно рассмотрено влияние модуляторов прямого действия на эффективность работы АБС. Анализ работ посвященных исследованию пневматического тормозного привода с АБС показал, что в описаниях рабочего процесса практически не учитывается расход воздуха с питающей части привода при работе АБС.
2. Усовершенствованная математическая модель пневматического тормозного привода с АБС учитывает расход воздуха с ресивера при работе АБС, при этом точность моделирования переходного процесса работы АБС повышается на 7...10%.
3. Усовершенствованная конструкция модулятора АБС прямого действия с приводом от шагового электродвигателя обеспечивает быстродействие 0,016с, и позволяет регулировать рабочий процесс, как за временем, так и за проходным сечением отверстия. Алгоритм работы обеспечивает регулирование скорости перемещения золотника в диапазоне от 100 до 1000 шагов/с, и обладает высокой помехоустойчивостью.
4. Разработанная АБС с использованием модулятора прямого действия с приводом от шагового электродвигателя обеспечивает:
 - реализованное сцепление в различных нагрузочных, скоростных режимах в диапазоне $\varepsilon = 0.85...0.98$
 - Увеличение реализованного сцепления на 7,2...17,7% и уменьшения расхода воздуха до 7% сравнительно с АБС аналогами.

Приложение А

АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ

Утверждаю
 Технический директор ОАО «Полтавский
 автоагрегатный завод»
 Ю.В. Пересичанский
 « 14 » 2009 г.



АКТ

о внедрении разработки, выполненной специалистами Харьковского
 национального автомобильно-дорожного университета.

Составлен комиссией:

Зеленский С.Н. – главный конструктор ОАО «ПААЗ»,
 Жура П.В. – зам. гл. конструктора ОАО «ПААЗ»,
 Клименко В.И. проф. зав. кафедрой автомобилей ХНАДУ,
 Рыжих Л.А – проф. кафедры автомобилей ХНАДУ,
 Чебан А.А. – аспирант кафедры автомобилей ХНАДУ

Комиссия провела работу по определению фактического использования
 ОАО «ПААЗ» разработок аспиранта Чебана А.А. и установила следующее:

1. Разработана конструкция модулятора прямого действия для антиблокировочной системы, позволяющая обеспечивать регулирующее действие без использования усилительных полостей, которая может быть использована в КД на ОАО «ПААЗ».
2. Разработана методика выбора параметров модулятора прямого действия и шагового двигателя, позволяющая определить геометрические и функциональные параметры.

3. Предложена методика расчета расхода воздуха для пневматического¹⁵² тормозного привода с работающей АБС, соответствующая требованиям правил №13 ЕЭК ООН и ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002.
4. Предложена математическая модель контура пневматической тормозной системы транспортного средства оборудованной АБС с модулятором прямого действия, которая используется при определении динамических характеристик контура и оценки влияния алгоритмов управления исполнительным механизмом на динамику торможения колеса.
5. Проведены экспериментальные исследования работы контура пневматической тормозной системы оборудованной антиблокировочной системой, с модулятором прямого действия.

Данные исследования используются в перспективных разработках завода.

Комиссией установлено, что участие аспиранта Чебана А.А. в указанной разработке составляет 80 %.

Акт составлен в 4-х экземплярах.

Экземпляры 1, 2, 3 – переданы в ХНАДУ

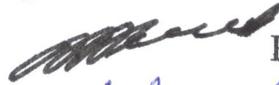
Члены комиссии:



Зеленский С.Н.



Жура П.В.



Клименко В. И.



Рыжих Л.А.



Чебан А.А.



публічне акціонерне товариство
ВОВЧАНСЬКИЙ АГРЕГАТНИЙ ЗАВОД
вул. Пушкіна, 2, м. Вовчанськ, Харківська
обл., 62504, Україна
телефон +38 (05741) 4-27-03
тел./факс +38 (05741) 4-34-30
e-mail: vza@kharkov.ukrtel.net
Код ЄДРПОУ 14309847

публичное акционерное общество
ВОЛЧАНСКИЙ АГРЕГАТНЫЙ ЗАВОД
ул. Пушкина, 2, г. Волчанск, Харьковская
обл., 62504, Украина
телефон +38 (05741) 4-27-03
тел./факс +38 (05741) 4-34-30
e-mail: vza@kharkov.ukrtel.net
www.vza.com.ua
EN ISO 9001:2008

Утверждаю

Председатель правления ПАО
«Волчанский агрегатный завод»

Лауреат Государственной премии
Украины, кандидат технических наук.



А.А. Антоненко
2010 г.

АКТ

о внедрении разработки, выполненной специалистами Харьковского
национального автомобильно-дорожного университета.

Составлен комиссией:

Жердев Н.С. – главный инженер ПАО «ВАЗ»,

Казмирук В.И. – нач. КБ ПАО «ВАЗ»,

Клименко В.И. – проф. зав. кафедрой автомобилей ХНАДУ,

Рыжих Л.А. – проф. кафедры автомобилей ХНАДУ,

Комиссия провела работу по определению фактического использования ПАО
«ВАЗ» разработок аспиранта Чебана А.А. и установила следующее:

1. Разработана конструкция модулятора прямого действия антиблокировочной системы (АБС) автотранспортных средств, позволяющая обеспечить регулирующее действие без наличия усилительных полостей.

2. Предложено использование двухфазного способа управления шагового¹⁵⁴ электродвигателя (ШЭД), который позволяет исключить явление резонанса при работе ШЭД, что обеспечивает более широкий диапазон рабочих частот по сравнению с «традиционным» одноимпульсным вариантом.
3. Предложена методика выбора и проверочного расчета параметров шагового электродвигателя для модуляторов АБС прямого действия.
4. Предложена математическая модель ШЭД, для использования при определении динамических характеристик и оценки влияния алгоритмов управления на его рабочий процесс.
5. Проведены экспериментальные исследования рабочего процесса пневматического контура рабочей тормозной системы с модулятором АБС прямого действия.

Данные исследования используются в перспективных разработках завода.

Комиссией установлено, что участие аспиранта Чебана А.А. в указанной разработке составляет 75 %.

Акт составлен в 4-х экземплярах.

Экземпляры 1, 2, 3 – переданы в ХНАДУ

Члены комиссии:

 Жердев Н.С.
 Казмирук В.И.
 Клименко В. И.
 Рыжих Л.А.



Науково-виробнича фірма «ЕЛОН-ТТ»

Україна, 61085, м. Харків, а/с 2801, тел. (057) 760-33-01, тел/факс (057) 719-06-28, E-mail: bond@elon.kharkov.ua

п/р № 26001818345690 у ПАТ "БАНК "Грант", м. Харкова, МФО 351607, ЄДРПОУ 21266848

Номер платника ПДВ 212668420300.

Номер свідоцтва 28248782.

ТОВ НВФ «ЕЛОН-ТТ» є платником податку на прибуток на загальних підставах.

Утверждаю

Директор науково-виробничої
фірми «ЕЛОН-ТТ»

А.В. Бондарович

2010 г.

АКТ

о внедрении разработки, выполненной специалистами Харьковского
национального автомобильно-дорожного университета

Составлен комиссией:

Харитонов А.С. – главный конструктор НПФ «Элон-ТТ»,

Водка Е.И. – старший инженер НПФ «Элон-ТТ»,

Клименко В.И. – проф., зав. кафедрой автомобилей ХНАДУ,

Рыжих Л.А – проф., кафедры автомобилей ХНАДУ,

Комиссия провела работу по определению фактического использования НПФ «Элон-ТТ» разработок аспиранта Чебана А.А. и установила следующее.

1. Разработана методика выбора шагового электродвигателя, позволяющая определить геометрические и функциональные параметры модулятора прямого действия антиблокировочной системы автомобиля.

2. Предложена конструкция модулятора АБС и алгоритм управления им, позволяющая обеспечить повышение эффективности торможения автомобиля по сравнению с аналогичными АБС, используемыми на территории Украины.

3. Предложена математическая модель модулятора АБС прямого действия, учитывающая работу приводного шагового электродвигателя.

4. Проведены экспериментальные исследования работы контура пневматической тормозной системы автобуса, оборудованного антиблокировочной системой с модулятором прямого действия.

Данные исследования используются в перспективных разработках НПФ «Элон-ТТ».

Комиссией установлено, что участие аспиранта Чебана А.А. в указанной разработке составляет 80 %.

Акт составлен в 4-х экземплярах.

Экземпляры 1, 2, 3 – переданы в ХНАДУ.

Члены комиссии:

	Харитонов А.С.
	Водка Е.И.
	Клименко В. И.
	Рыжих Л.А.

Приложение Б

Решение модели пневматического тормозного привода с АБС в среде Simulink пакета Matlab

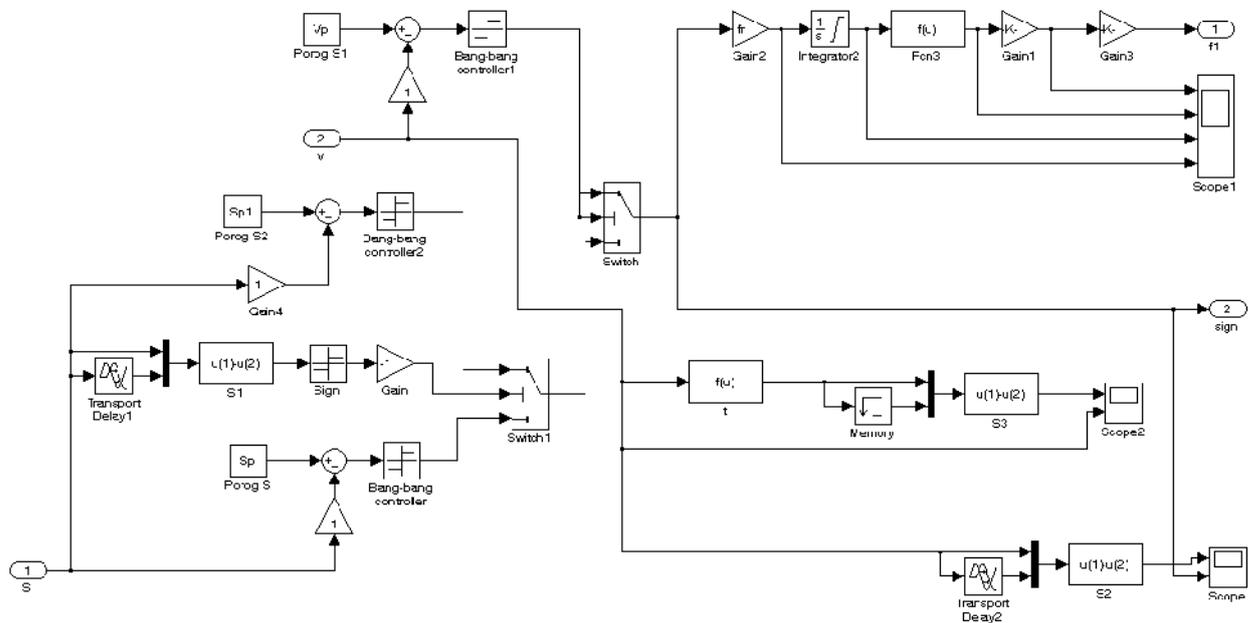


Рис. Б.1 Блок модели решающий дифференциальное уравнение движения золотника с учетом работы ШЭД

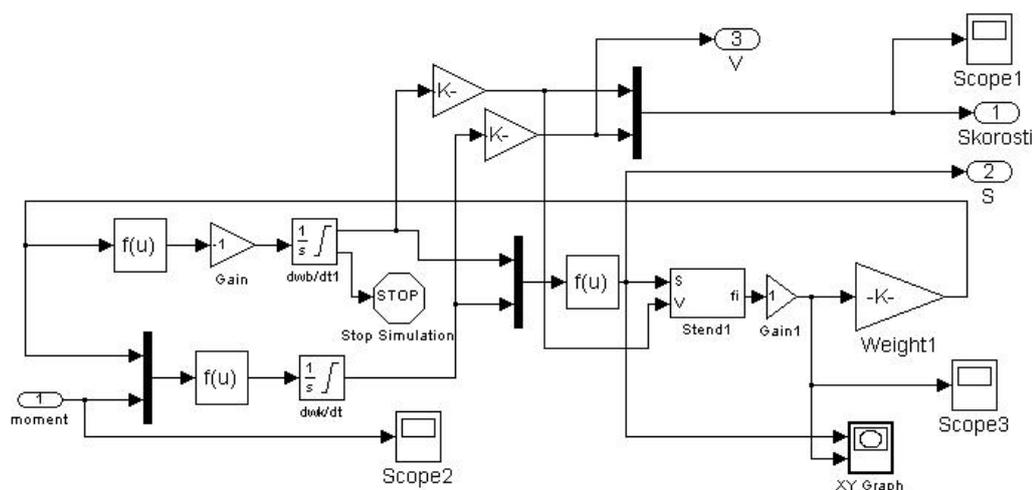


Рис. Б.2. Блок модели дифференциальных уравнений движения колеса.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Редзюк А.М. Проблема безпеки дорожнього руху в Україні та заходи щодо суттєвого зменшення загиблих і постраждалих у ДТП / А.М. Редзюк // Автошляховик України Науково-практичний журнал. - 2005. – №5. – С. 6-10.
2. Чередніченко Л.В. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку / Чередніченко Л.В., Юрченко Т.В., Гринь Л.А. – К.: Державтотранс НДІпроект, 2005. – 275 с.
3. Особенности конструкции пневматического модулятора АБС с электронным управлением / Чебан А.А., Туренко А.Н., Рыжих Л.А., и др.// Вестник ХНАДУ. - Харьков, 2007. - № 37. - С. 39-43.
4. Расчет питающей части пневматического тормозного привода автотранспортного средства с антиблокировочной системой / Чебан А.А. Туренко А.Н, Рыжих Л.А., и др.// Вестник ХНАДУ. - Харьков, 2008.- № 41.- С. 51-55
5. Функциональный расчет параметров пневматического модулятора АБС с электронным управлением / Чебан А.А. Туренко А.Н, Рыжих Л.А., и др.// Автомобильный транспорт Сборник научных трудов.- Харьков,2007.- №20.- С. 7-10.
6. Анализ датчиков угловой скорости колес автотранспортных средств/ Рыжих Л. А., Чебан А.А., Тишковец С.В., Красюк А.Н. // Автомобильный транспорт Сборник научных трудов. – Харьков, 2007.- №21.- С. 7-12.
7. Моделирование переходных процессов в пневмоаппаратах транспортных средств/ Клименко В.И., Рыжих Л.А., Крамской А.В., Чебан А.А. // Вісник Східноукраїнського національного університету ім.. В. Даля.- Луганськ, 2008.- № 7(125) частина 2.- С. 53-57.
8. Чебан А.А. Особенности качения колеса в режиме торможения при изменении темпа наполнения тормозной камеры / Чебан А.А., Рыжих Л. А., Леонтъев Д.Н., // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту Науково-виробничий збірник .- Горлівка, 2009 - №1(8).- С. 140-146.

9. Дорожные испытания антиблокировочных систем в пневматическом тормозном приводе/ Ломака С.И., Чебан А.А., Красюк А.Н., Новик Д.А. // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.- Луганськ, 2009 № 11(141).- С.77-83.
10. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 Единые предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и О в отношении торможения. - Введен впервые; Введ. 24.07.2002. – К.: ДержавтотрансНДпроект, 2002. – 324 с.
11. Scherenberg H. Probleme der Fahrzeugbremsung // TU Karlsruhe: Vortrag. Juni 1971. 10 S.
12. Scherenberg H. Vortrag anlässlich der Vorstellung des Mercedes-Benz/Teldix Anti-Bloc-Systems // Presseinformation der Firma Daimler-Benz AG. Dezember 1970. S. 1 - 10.
13. Активная безопасность автомобиля. Основы теории/ Бутылин В.Г., Высоцкий М.С., Иванов В.Г., Лепешко И.И. – Мн.: НИРУП „Белавтотракторостроение”, 2002. – 184 с.
14. Северин А.А., Совершенствование исполнительной части антиблокировочных систем автомобилей с пневматическим тормозным приводом. Дис. ...канд. техн. наук: 05.05.03. - Харьков, 1985. - 217 с.
15. Пат. 749712 СССР, МКИ В60Т 8/02. Электропневматический модулятор для противоблокировочной тормозной системы автомобиля / А.М. Ахметшин, Н.М. Загуменный, Р.А. Меламуд (СССР).- № 2563959/27-11; заявл. 27.12.1987; опубл. 23.07.1990.
16. Пат. 6305759 США, МКИ В60Т 8/34. Trailer ABS modulator with direct exhaust and control line/volume drain capability / Т. Но, R.J. Herbst (США); AlliedSignal Truck Brake Systems Company (США). - № 09/136712; заявл. 19.08.1998; опубл. 21.10.2001.
17. Пат. 6386649 США, МКИ В60Т 8/34. Two solenoid pressure modulated relay valve with integral quick release function for ABS / S.E.Ross (США);

- AlliedSignal Truck Brake Systems Company (США). - № 09/410519; заявл. 01.10.1999; опубл. 14.05.2002.
18. Пат. 6588856 США, МКИ В60Т 8/34. Modulator relay valve assembly and method: R.J. Herbst, G.R. Ashley (США); Bendix Commercial Vehicle Systems LLC (США). - № 09/924187; заявл. 30.07.2001; опубл. 08.07.2003.
19. Пат. 7097261, МКИ В60Т 8/34 США / L.G. Potter (Великобритания); Haldex Brake Products Ltd. (Великобритания). - № 10/967421; Заявл. 18.10.2004; Опубл. 29.08.2006.
20. Пат. 1595335 СССР, МКИ В60Т8/38 Регулировочный клапанный узел / Й. Меллер (Германия); Вабко Вестинггауз, Фарцойгбремзен Гмбх (Германия).- №4356298/25-11, Заявл. 22.08.88; Опубл. 23.09.90.
21. Пат. 1594029 СССР, МКИ В60Т8/38 Электропневматический тормозной привод транспортного средства / Н.Г. Мальцев, В.Ф. Барскович (СССР) ; Минский автомобильный завод, (СССР).- № 4482453/25-11, заявл. 15.09.88; опубл. 23.09.90.
22. Пат. 2304532 Россия, МКИ В60Т 8/38. Электропневматический модулятор давления / А.В. Авдеев, И.В. Парфенов (Россия); ЗАО «Пустынь».- № 2005122251/11; заявл. 13.07.2005; опубл. 20.08.2007.
23. Пат. 2252164 Россия, МКИ В60Т8/38 Электропневматический модулятор АБС «РОДИНА» / ООО «Объединение «Родина» (Россия) – № 2003115649/11; заявл. 26.05.2003; опубл. 20.05.2005.
24. Пат. 2083398 Россия, МКИ В60Т8/38 Электропневматический модулятор давления / П.П. Борисов (Россия) № 94013563/11; заявл. 15.04.1994; опубл. 10.07.1997.
25. Пат. 2185978 Россия, МКИ В60Т8/38 Электропневматический модулятор давления с ускорительным клапаном / П.П. Борисов, Е.П. Малышева (Россия) – № 2000129760/28; заявл. 29.11.2000; опубл. 27.07.2002.
26. Пат. 2183169 Россия, МКИ В60Т8/38 Электропневматический модулятор давления / П.П. Борисов (Россия) - № 2000107024/28; заявл. 23.03.2000; опубл. 10.06.2002.

27. Пат. 1837502 СССР, МКИ В60Т8/38 Электропневматический модулятор давления/ Борисов П.П.; Лихарев Б.М.; Ющенко Ю.И.; Панюшкин В.А.; Балыков В.И. (Россия); Центральное конструкторское бюро "Алмаз". - № 4836446/11; заявл. 07.06.1990; опубл. 10.11.1996.
28. Пат. 5979503 США, МКИ В60Т8/38 ABS modulator solenoid with a pressure balancing piston / P. Abboud, Т. Но (США); AlliedSignal Truck Brake Systems.- № 08/917073; заявл. 22.08.1997; опубл. 09.11.1999.
29. Пат. 5067524 США МКИ В60Т 8/36 Differential pressure control valve / M. Pickenpard (Германия); Lucas Industries public limited company (Англия). - № 634559; заявл. 27.12.1990; опубл. 26.11.1991.
30. Пат. 4773447 США, МКИ F16К 11/10. Electro magnetic valve / A Imanaka, M. Ikeda (Япония); Nippon Air Brace Co.Ltd (Япония). - № 66900; заявл. 25.06.1987; опубл. 27.09.1988.
31. Пат. 5388899 США МКИ В60Т 8/36 Solenoid Valve for slip-controlled brake systems of automotive vehicles / P.Volz, M. Timmermans (Германия); Alfred Teves GmbH (Германия). - № 971/930; заявл. 29.10.1992; опубл. 14.02.1995.
32. Пат. 5771933 США, МКИ F15В 13/044 Three-position solenoid valve / O. Akamatsu, K. Morimoto (Япония); Nabco Ltd. (Япония). - № 800142; заявл. 15.01.1996; опубл. 30.06.1998.
33. Пат. 5979503 США, МКИ F15В 13/044. ABS modulator solenoid with a pressure balancing piston / P. Abboud, Т. Но (США); AlliedSignal Truck Brake Systems. - № 08/917073; Заявл. 22.08.1997; Опубл. 09.11.1999.
34. Пат. 5409302 США, МКИ В60Т8/58. ABS dual modulator with solenoid / P. Chabbert, (Германия); WABCO Vehicle Control Systems (Германия). - № 132039; заявл. 05.10.1993; опубл. 25.05.1995.
35. Пат. 5967627 США, МКИ В60Т8/36. Pressere control valve unite / Halmut Weis (Германия); Haldex Brake Products Ltd. (Великобритания). - № EP95/00264; заявл. 20.11.1996; опубл. 8.09.1998.
36. Пат. 1239000 СССР, МКИ В60Т8/02 Пневматический модулятор давления / Л.С. Ломан; В.В. Полуэтков; С.П. Майстренко; Е.И. Широков; (Россия);

- Научно-исследовательский институт автомобильного электрооборудования .- № 3817242/27-11; заявл. 23.11.1984; опубл. 23.06.86.
37. Чудаков Е.А. Качение автомобильного колеса. - М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1948. - 200 с.
38. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. - М.: Машгиз, 1950. - 344 с.
39. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. - М.: Машиностроение, 1982. - 282 с.
40. Kamm W., Huber L., Dietz O. Die Seitenführungskraft des gummbereiften Rades bei Antrieb und Bremsung // Deutsche Kraftfahrtforschung. 1941. 100. с
41. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко и др.; Под ред. А.И. Гришкевича. - Мн.: Вышэйшая школа, 1987. - 200 с.
42. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. Мобильные транспортные машины: Взаимодействие со средой функционирования. - Мн.: Беларуская навука, 1998. - 303 с.
43. Высоцкий М.С. Основы проектирования автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности. - Мн.: Наука и техника, 1980. - 200 с.
44. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. - Мн.: Вышэйшая школа, 1986. - 208 с.
45. Грузовые автомобили / М.С. Высоцкий, Ю.Ю. Беленький, Л.Х. Гилелес и др. М.: Машиностроение, 1979. 384 с.
46. Левин М.А. Теория качения деформированного колеса / Левин М.А., Фуфаев Н.А. - М.: Наука, 1989. - 269 с.
47. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей / Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф.; Под ред. Беленького Ю.Б.. М.: Машиностроение, 1965. 119 с.
48. Цитович И.С. Динамика автомобиля / Цитович И.С, Альгин В.Б.. - Мн.: Наука и техника, 1981. - 192 с.

49. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Капустин Владимир Викторович. - Мн., 1978. - 20 с.
50. Кишкевич П.Н. Исследование пневматического тормозного привода в циклическом режиме работы и обоснование параметров модулятора противоблокировочной системы большегрузных автомобилей: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03./ Кишкевич Павел Нестерович. - Мн., 1979. - 271 с.
51. Метлюк Н.Ф. Динамика пневмогидравлических систем управления автомобилем / Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. - Мн.: БПИ, 1977. - 66 с.
52. Метлюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. - М.: Машиностроение, 1980. - 231 с.
53. Флерко И.М. Исследование характеристик взаимодействия затормаживаемого колеса с дорогой, устойчивости и эффективности торможения большегрузных автомобилей с противоблокировочной системой: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Флерко Иван Михайлович. - Мн., 1981. - 259 с.
54. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1978. - 216 с.
55. Балакин В.Д. Аналитическое исследование торможения колеса с противоблокировочным устройством // Автомобильная промышленность / Балакин В.Д., Петров М.А.. 1965, № 11.- С. 17-20.
56. Ревин А.А. Автомобильные автоматизированные тормозные системы: Техническое решение, теория, свойства. - Волгоград: Изд-во Ин-та качеств. - 1995. - 156 с.
57. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения. - Волгоград, ВолГТУ, 2002. - 372 с.

58. Гуревич Л.В. Современные методы дорожных испытаний автомобильных антиблокировочных систем. - М.: НИИНавтопром, 1978. — 98 с.
59. Дедков В.К. Исследование взаимодействия шины тормозного колеса с поверхностью при высоких скоростях качения // Трение твердых тел. М.: Наука, 1964. С. 5 - 26.
60. Нефедьев Я.Н. Конструкции и характеристики электронных антиблокировочных систем зарубежных фирм. - М.: НИИАВТО-ПРОМ, 1979. - 60 с.
61. Нефедьев Я.Н. Теория, разработка и исследование унифицированной системы автоматического управления антиблокировочным торможением грузовых автотранспортных средств: Дис.... д.т.н.: 05.05.03./М., 1987. 307с.
62. Петров В.А. Теоретические основы разработки антиблокировочных систем//Автомобильная промышленность. 1984, № 2. С. 14-16.
63. Петрушов В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / Петрушов В.А., Щуклин С.А., Московкин В.В. - М.: Машиностроение, 1975. - 224 с.
64. Фрумкин А.К. Регуляторы тормозных сил и антиблокировочные системы. - М.: МАДИ, 1981. - 58 с.
65. Фрумкин А.К. Аналитическое исследование торможения автомобильного колеса с АБС // Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин / Фрумкин А.К., Липай В.В. - Омск: ОмПИ, 1979 С 41-52.
66. Певзнер Я. М. Проблемы устойчивости и управляемости автомобиля / Вопросы машиностроения. М.: Изд-во АН СССР, 1960. С. 238—260.
67. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. – Л. – М.: Машгиз, 1950. – 292 с.
68. Бухарин Н.А., Автомобили / Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М.. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
69. Гредускул А.Б. Влияние блокировки колёс на торможение автомобиля. Известия вузов СССР. – М.: Машиностроение, 1962. №8 – С. 43-48.

70. Гредускул А.Б. Динамика торможения автомобиля: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.03. – М.: 1964. – 32 с.
71. Машенко А.Ф. Тормозная система автомобиля. – М.: Высшая школа, 1972. – 135 с.
72. Машенко А.Ф. Статическая и статистическая характеристики тормозов автомобилей // Автомобильная промышленность. – 1970. – №7. – С. 17-21.
73. Богомолов В.А. Создание тормозной системы АТС на базе системного анализа // Автомобильная промышленность / Богомолов В.А., Туренко А.Н.. – 2001. – №10. – С.35-36.
74. Генбом Б.Б. Методика построения и исследования тормозных характеристик автомобиля // Автомобильная промышленность. – 1972. – №4. – С. 16-19.
75. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей. Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
76. Шуклинов С.Н. Разработка и исследование гидравлического тормозного привода автопоезда, состоящего из легкового автомобиля и одноосного прицепа: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03 / Шуклинов Сергей Николаевич. – Харьков, 1989. – 239 с.
77. Ломака С.И. Автоматизация процесса торможения автомобиля / Ломака С.И., Алёкса Н.Н., Гецович Е.М. – Киев: УМК ВО, 1988. – 88с.
78. Kroemer Ebergard. Pedal Operation by the Seated Operator // SAE paper. – 1972. № 720004. – pp. 1 - 10.
79. Geupel Helmut und Reichel Max. Auslegung der Betätigungseinrichtung für Bremsen von Personenwagen // ATZ. – 1977. – №7/8. – S.291–294.
80. Geupel Helmut. Bremsanlage der neuen großen BMW-Wagen. Bauraihe 7 // ATZ. – 1977. – №11. – S.499–504.
81. Segel L. Mortimer R. Driver Braking Performance as a Function of Pedal – Force and Pedal Displacement Ferrell's. Paper of International Automobile safety Conference, May-June 1970, Bruxelles and Detroit, New York // SAE paper. – 1970. – 1319 pp.

82. Burckhardt M. Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen. Würzburg: Vogel, 1991. 416 S.
83. Burckhardt M. Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme. Würzburg: Vogel, 1993. 432 S.
84. Burckhardt M., von Glasner E.C. Bremsdynamische Untersuchungen von Fahrzeugen mit fester und abgeknickter Bremskraftverteilung // Automobiltechnische Zeitschrift. 1974. Bd. 76, Nr. 7. S. 230*235.
85. Burckhardt M., Glasner von Ostenwall E.-C, Krohn H. Möglichkeiten und Grenzen von Antyblockiersystemen // Automobiltechnische Zeitschrift. 1975. Bd. 77, Nr. 1. S. 13-18.
86. Akey M. Development of Fuzzy Logic ABS Control for Commercial Trucks // SAE Technical Paper Series.- Orlando, 1995.-P.11-19.
87. Akey M. Fuzzy logic ABS control: sizing theory to implementation // Proceedings of SPIE -The International Society for Optical Engineering.- Orlando, 1996.- P.230-233.
88. Fancher P.S., Macadam C.C. Computer Analysis of Antilock System Performance in the Braking of Commercial Vehicles.// IMechE C32/76.- 1976.- P.113-123.
89. Fancher P.S. Integrating Anti-Lock Braking Systems with the Directional Control Properties of Heavy Trucks. Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles.// IMechE.- London, 1985.- P. 69-74.
90. Fancher P.S. Generic Data for Representing Truck Tire Characteristics in Simulations of a Braking and Braking-in-a-Turn Maneuvers // University of Michigan Transport Research Institute UMTRI.- 1995.- P.1-100.
91. Leiber H., Czinczel A. For Years of Experience with 4 wheel Anti-skid Brake Systems.// SAE Texhn.Pap.Ser.-1983. N 830481.- P.1-8.
92. Leiber H., Czinczel A. Anti-skid system for passenger cars with a digital electronic control unite. // SAE Texhn.Pap.Ser.-1987. N 990458.- P.1-7.

93. Leffler H. Consideration of lateral and longitudinal vehicle stability by function enhanced brake and stability control system // SAE Technical Paper Series. 1994, Nr. 940832.- P. 23-31.
94. Leffler H. Entwicklungsstand der ABS-integrierten BMW Schlupfregelsysteme ASC und DSC // Automobiltechnische Zeitschrift. 1994. Bd. 96, Nr. 2. P.84-94.
95. New driving stability control system with reduced technical effort for compact and medium class passengers cars // SAE Technical Paper Series / Leffler H., Auffhammer R., Heyken R., Roth H.. 1998, Nr. 980234. - P.17-24.
96. Mitschke M. Dynamik der Kraftfahrzeuge // Bd. C. Fahrverhalten- Heidelberg.- 1990. - P 264.
97. Vermeiden querdynamiisch kritischer Fahrzustände durch Fahrzustandsüberwachung // VDI- Berichte / Mitschke M., Wallentowitz H., Schwarz R.- 1991. Nr. 916.
98. Mitschke M., Wiegner R. Der Blockiervorgang eines gebremsten Rades // Automobiltechnische Zeitschrift.- 1970. Bd. 72. Nr. 10.- P. 359-363.
99. Scherenberg H. Probleme der Fahrzeugbremsung // TU Karlsruhe: Vortrag.- 1971.- P.10.
100. Scherenberg H. Vortrag anlässlich der Vorstellung des Mercedes-Benz/Teldix Anti-Bloc-Systems // Presseinformation der Firma Daimler-Benz AG.-1970.- P.1-10.
101. Das Anti-Blockier-System von Lucas-Girling // Kraft-hand.-1987. Bd. 60, Nr. 13-14. P. 1070-1074.
102. Freinage antiblocage sur la Citroji CX 25 GTJ TURBO // Electricite automobile et technique speciale.-1985, Nr. 547.- P.10, 12-14, 16, 27.
103. Burckhardt M. Antiblockiersysteme im Vergleich // Olhydraulik und Pueumatik.- 1984. Bd. 28, Nr. 8.- P. 489-491.
104. Anhaiiger-Bremssystem mit Antibloekleinrichtung // Krafthand.- 1986. Bd. 59. Xr. 22.- P. 1876 - 1887.

105. Antiblockier-Bremssystem von Honda // Kraftfahrzeug-technik.- 1984. Bd. 34. Nr. 7.- P. 207.
106. Robert Bosch GmbH. Bosch Antiblockier-System (ABS) für Nutzfahrzeuge// Technische Beschreibung 7/2.- Stuttgart 1982.- 15 P.
107. Bill K., Balz T., Böhm I. Smart Booster - new key element for brake systems with enhanced function potential // SAE Technical Paper Series.- 1995.- P.3-13.
108. Holmes K.E., Stone R.D. Honda Anti-Blockiersystem der 2. Generation: Aufbau-Funktion- Diagnose // Kraftfahr.- 1988. Bd. 61, Nr. 11. P. 960-961.
109. Jahm M. Elektronische Blockierschutzregler. // Kraftfahrzeugtechnik.-1986. Bd. 36. Nr. 8-10.- P. 230-233. 270-274. 301-302
110. Chen F.W., Liao T.L. Nonlinear Linearization Controller and Genetic Algorithm-based Fuzzy Logic Controller for ABS systems and their Comparison // International Journal of Vehicle Design 24(4).-2000.-P.334-349.
111. Fancher P.S., Macadam C.C. Computer Analysis of Antilock System Performance in the Braking of Commercial Vehicles.// IMechE C32/76.- 1976.- P.113-123.
112. Fancher P.S. Integrating Anti-Lock Braking Systems with the Directional Control Properties of Heavy Trucks. Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles.// IMechE.- London, 1985.- P. 69-74.
113. Fancher P.S. Generic Data for Representing Truck Tire Characteristics in Simulations of a Braking and Braking-in-a-Turn Maneuvers // University of Michigan Transport Research Institute UMTRI.- 1995.- P.1-100.
114. Mechatronic Conception of a New Intelligent Braking System.// Control Engineering Practice 11 / Gissinger G. L., Menard C., Constans A. A.- 2003.- P.163-170.
115. Hardy M. S., Cebon D. Influence of Heavy Vehicle Suspensions on ABS Performance // SAE 932990.- 1993.- P.109-116.
116. Hardy M. S., Cebon, D. An Investigation of Anti-lock Braking Strategies for Heavy Goods Vehicles.// J. Auto. Eng., IMechE 209 (D4).- 1995.- P. 263-271.

117. Jun C. The Study of ABS Control System with Different Control Methods.// 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control.- 1998.- P.109-113.
118. Kimbrough S. A Computer Investigation of the Performance Potential of an Advanced Brake Controller// SAE 940836.-1994.- P.1074-1086.
119. Kimbrough S. A Topology for Vehicle Stability and Handling Enhancement Via Wheel Slip Control // Innovations in Vehicle Design and Development DE 101.- 1999.- 115-124.
120. MacAdam G. C. (1985). Computer Model Predictions of the Directional Response and Stability of Driver-vehicle Systems during Anti-skid Braking. Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles, // ImechE .-1985.- P 76-79.
121. McLoughlin, J. H. (1985). Limited Slip Braking. Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles // ImechE.- London, 1985.- P.10-17.
122. Palkovics L., Fries A. Intelligent Electronic Systems in Commercial Vehicles for Enhanced Traffic Safety.// Vehicle System Dynamics 35(4-5).- 2001.- P.227-289.
123. Will A. B., Zak, S.H. Antilock Brake System Modelling and Fuzzy Control.// International Journal of Vehicle Design 24(1).-2000.- P. 1-18.
124. Yu F., Feng, J.-Z., Li, J. A Fuzzy Logic Controller Design for Vehicle ABS with a On-Line Optimised Target Wheel Slip Ratio.// International Journal of Automotive Technology 3(4).- 2002.- P.165-170.
125. Zanten, A. T. Evolution of Electronic Control Systems for Improving the Vehicle Dynamic Behavior.// 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC '02, Society of Automotive Engineers of Japan, Inc. 2002.- P.308-324.
126. Winn A. Anti-lock brakes due on all Fords. New Technol.-1985, 9, N14 10 P.
127. Scott D. Anti-block braking moves down-market // Automot.Eng. – 1984, 92 N1.- P. 56-59.
128. Rex R. Daimler-Benz/WABCO – Antiblokiersystem // Last auto-Omnibus.- 1984, 58, N3.- P. 28-29.

129. Reinecke E. Systeme antiblocage avec fonctions eargies //Ind. Auto-mob.- 1984, Oct.-P. 110-116.
130. Muller M., Czincztl A. Electronic Anti-Skid System. Performance and Application. //14-th Int. Automob. Techn. Congr.- London, 1972, 12.- P. 36-41.
131. Hartley A. Anti-skid systems slated in USA //Commerc. Motor.- 1976, 143,N 3632 .- 19 P.
132. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник/ Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. – М.: Машиностроение, 1956-464с.
133. Туренко А.Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим приводом тормозов. – Харьков, 1998. - 353с.
134. Дьячков Н.К. Определение необходимого объема ресиверов пневматического тормозного привода // Автомобильная промышленность.- 1984.- № 6 – С. 14-24.
135. Расчет питающей части пневматического тормозного привода автомобиля / Туренко А.Н., Клименко В.И., Рыжих Л.А. и др.- 1985.- № 2 – С. 41-52.
136. Пат. 2314217 Россия, МКИ В60Т 8/36. Модулятор электронной тормозной системы / Туренко А.Н., Ломака С.Й., Клименко В.И., Богомолов В.А., Рыжих Л.А., Чебан А.А., Мельник С.П., Кирчатый Ю.В., Назаренко И.Н., Красюк А.Н. (Украина).- № 200511679/11; заявл. 19.04.2005; опубл. 27.10.2006.
137. Пат. 85370 України, МПК В60Т 8/36 Модулятор електронної гальмівної системи / Туренко А.М., Ломака С.Й., Клименко В.І., Богомолов В.О., Рижих Л.О., Слюсарнко Д.М., Мельник С.П., Кирчатий Ю.В., Назаренко І.М., Зубрицький О.В. – № 20041008163; заявл. 08.10.2004; опубл. 26.01.2009. – 8с.
138. Антиблокировочная система тормозов АБС-Т руководство по эксплуатации АДЮИ.450809.008 РЭ. Борисов. Тит., з.4196 т. 10000х12 – 2006 г. 27 с.

139. Штелтинг Г. Электрические машины: Пер. с нем./ Штелтинг Г., Байссе А.: - Энергоатомизат, 1991. – 299 с.
140. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин. – М.: Высш.шк., 2002 – 114 с.
141. Нейдорф Р.А. Исследование возможностей квазиоптимального по быстродействию управления шаговым двигателем/ Нейдорф Р.А., Солоха А.А. -Детерминированные системы 2006. №2(12), с. 111 – 119.
142. Tyre Models for Vehicle Dynamics Aanlysis: proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Delft, The Netherlands, October 21–22, 1991 / ed. by H. B. Pacejka.– Amsterdam: Swets & Zeitlinger, 1993.– 192 pp.
143. The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unvennesses. Delft University of technology The Netherlands, Peter , 1991 / ed. by Peter W.A. Zegelaar .– Amsterdam: Swets & Zeitlinger, 1998.– 316 pp.
144. Whill slip control in ABS Brakes using gain shedulade optimal control with constraints. Idar Petersen, Department of Engineering Cybernetics Norwegian University of Science and Technology Trondheim, Norway 2003. – 174 pp.
145. Ревин А.А. Теореея экупуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: Монография/ ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 372с. ISBN 5-230-0444-0.
146. Достаточно общая теория управления. Постановочные материалы учебного курса факультета прикладной математики — процессов управления Санкт-Петербургского государственного университета (1997 - 2003 гг.)
147. Рыжих Л.А. Особенности рабочих процессов пневматического привода автомобилей при низких температурах: Дис. ...канд. техн. наук: 05.05.02. /Рыжих Леонид Александрович – Харьков., 1987. – 219с.
148. Налимов В.В. Статические методы планирования экспериментальных экспериментов / Налимов В.В., Чернова Н.А.- М., «Наука», 1965 .- 340 с.

149. Хотимский В.М. Выравнивание статических рядов по методу наименьших квадратов (способ Чебышева) М.- Госстатиздат, 1969. - 85с.
150. Винарский М.С., Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. К «Техника» - 167, 1975 г.
151. Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств. Технические требования. ГОСТ 4364-81. М.: Издательство стандартов, 1981. -12 с.
152. Приводи гальмівні пневматичні ДСТУ 3729-98. - (Чинний від 1998.05.29). – К.:Держстандарт України, 1999.- 8с. – (Національний стандарт України).