

**ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ
И ИССЛЕДОВАНИЯ
ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКОГО
ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**



Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ
ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКОГО
ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Монография

Харьков
ХНАДУ
2012

УДК 629.3.017.5:681.523.5
ББК 34.446:39.33
О 75

*Рекомендовано к печати ученым советом Харьковского национального
автомобильно-дорожного университета, протокол №10 от 08.06.2012 г.*

Рецензенты: **Д.О.Волонцевич**, д-р техн. наук, профессор
(Национальный технический университет «ХПИ»)
В.П.Волков, д-р техн. наук, профессор
(Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет)
И.К.Шаха, д-р техн. наук, профессор
(Харьковский национальный университет внутренних дел)

Авторы:

А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих,
Д.Н. Леонтьев, А.Н. Красюк

О 75 Основы создания и исследования электронно-пневматического тормозного управления транспортными средствами: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2012. — 288с.

ISBN 978–966–303–433–1

Приведены результаты научных исследований в области проектирования автоматизированного тормозного управления. На основе системного подхода разработаны методы расчета основных параметров движения транспортного средства при торможении с автоматизированным тормозным управлением. Получены аналитические зависимости определения установившегося замедления при торможении транспортного средства с учетом геометрических, весовых, скоростных, сцепных свойств колес с опорной поверхностью. Теоретически и экспериментально исследованы пути создания и особенности рабочих процессов, протекающих в электронно-пневматическом тормозном управлении.

Материалы монографии включают работы, выполненные сотрудниками кафедры автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета.

Рассчитана на научно-технических работников и экспертов в области автомобильного транспорта, а также студентов и аспирантов транспортных ВУЗов.

Ил. 141. Табл. 19. Библиогр. наим. 195.

Наведено результати наукових досліджень у галузі проектування автоматизованого гальмівного керування. На основі системного підходу розроблено методи розрахунку базових параметрів руху транспортного засобу при гальмуванні з автоматизованим гальмівним керуванням. Отримано аналітичні залежності визначення сталого уповільнення при гальмуванні транспортного засобу з урахуванням геометричних, вагових, швидкісних, зчепних властивостей коліс з опорною поверхнею. Теоретично та експериментально досліджено шляхи створення та особливості робочих процесів, що відбуваються в електронно-пневматичному гальмівному керуванні.

Матеріали монографії містять роботи, що були виконані співробітниками кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Розрахована на науково-технічних працівників та експертів у галузі автомобільного транспорту, а також студентів і аспірантів транспортних ВНЗ.

Іл. 141. Табл. 19. Бібліогр. назв 195.

УДК 629.3.017.5:681.523.5
ББК 34.446:39.33

ISBN 978–966–303–433–1

© Туренко А.Н., Клименко В.И., Рыжих Л.А.,
Леонтьев Д.Н., Красюк А.Н., 2012
© ХНАДУ, 2012

Содержание

Введение	7
Перечень условных обозначений	9
1 Анализ элементов и методов расчета автоматизированного тормозного управления транспортных средств	19
1.1 Анализ пневматического тормозного управления, оборудованного системами автоматического регулирования тормозного усилия	19
1.2 Анализ систем автоматического регулирования тормозного усилия . .	21
1.2.1 Задачи, решаемые в системах автоматического регулирования тормозного усилия	27
1.2.2 Особенности переходных процессов объекта регулирования .	28
1.2.3 Анализ критериев устойчивости САР и показателей качества процесса регулирования	30
1.3 Анализ методов расчета пневматического тормозного управления и динамики торможения автомобилей	33
1.3.1 Особенности методов расчета пневматического тормозного привода	33
1.3.2 Функции расхода для расчета пневматического тормозного привода	37
1.3.3 Методы расчета динамики торможения транспортного средства	39
1.3.4 Анализ эмпирических и аналитических методов расчета реализуемого сцепления	43
2 Исследование динамики торможения транспортных средств, оборудованных системами автоматического регулирования тормозного усилия	53
2.1 Исследование динамики торможения транспортного средства с системами автоматического регулирования при прямолинейном движении	53
2.1.1 Динамика торможения транспортного средства без систем автоматического регулирования	54
2.1.2 Особенности взаимодействия автомобильного колеса с опорной поверхностью	60
2.1.3 Особенности моделирования систем автоматического регулирования	62
2.1.4 Уравнения динамики пневматического тормозного привода автобуса МАЗ-256200	67
2.2 Методика оценки эффективности и безопасности процесса торможения транспортного средства при проектировании тормозного управления	70
2.2.1 Методика расчета тормозных механизмов	75

2.2.2	Методика анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства при проектировании тормозного управления	81
2.2.3	Методика определения коэффициента использования силы сцепления при работе антиблокировочной системы	88
2.2.4	Методика количественной оценки эффективности торможения транспортного средства, оборудованного САР тормозного усилия	92
3	Выбор и обоснование входных и выходных параметров управления систем автоматического регулирования тормозного усилия	95
3.1	Синтез закона управления САР тормозного усилия, работающих в режиме АБС	95
3.2	Синтез закона управления САР тормозного усилия, работающей в режиме регулятора тормозных сил	103
3.3	Моделирование переходных процессов в автоматизированном тормозном управлении двухосного транспортного средства	105
3.4	Моделирование динамики торможения транспортного средства, оборудованного системой автоматического регулирования АБС . . .	114
4	Экспериментальные исследования влияния системы автоматического регулирования АБС на динамику торможения автомобильных колес	117
4.1	Методика исследований, оборудование, приборы и аппаратура	117
4.1.1	Приборы, аппаратура и методика стендовых экспериментальных исследований	117
4.1.2	Программа-методика дорожных экспериментальных исследований	123
4.1.3	Измерительно-регистрирующий комплекс	125
4.1.4	Блок управления системой автоматического регулирования тормозного усилия	128
4.2	Исследования качения затормаживаемого колеса в стендовых условиях	130
4.2.1	Особенности качения автомобильного колеса на грани блокирования в стендовых условиях	131
4.2.2	Качение автомобильного колеса в стендовых условиях под влиянием системы автоматического регулирования АБС . . .	150
4.3	Экспериментальные дорожные испытания автобуса МАЗ-256200 в тормозном режиме	160
5	Анализ конструкций и принципов действия электронно - пневматического тормозного управления транспортных средств	171
5.1	Анализ электронно-пневматических тормозных систем автотранспортных средств	172

5.2	Анализ влияния конструкции и режимов работы модулятора на рабочие процессы в контуре электронно-пневматической тормозной системы	179
5.2.1	Анализ получения следящего действия в современных ЭПТС .	179
5.2.2	Анализ получения регулирующего действия в электронно - пневматических тормозных системах	183
5.3	Анализ конструкций пневматических модуляторов электронно - пневматических тормозных систем	186
6	Теоретические исследования функциональных связей и рабочих процессов контура электронно-пневматической тормозной системы с пропорциональным модулятором	191
6.1	Выбор конструктивной схемы и основных параметров пропорционального модулятора	191
6.2	Выбор входных и выходных параметров пропорционального модулятора с приводом от шагового электродвигателя	194
6.2.1	Определение рабочих характеристик шагового электродвигателя	197
6.2.2	Математическое моделирование статической характеристики пропорционального модулятора	199
6.2.3	Математическое моделирование динамики работы контура электропневматического тормозного привода	201
7	Практическая реализация пропорционального модулятора с приводом от шагового электродвигателя	209
7.1	Выбор конструктивной схемы и основных параметров пропорционального модулятора	209
7.2	Выбор шагового электродвигателя и его параметров	217
7.3	Выбор и обоснование алгоритма управления	221
7.3.1	Алгоритм работы контура электронно-пневматической тормозной системы при работе в режиме выполнения служебного торможения	228
7.3.2	Алгоритм работы контура электронно-пневматической тормозной системы при работе в режиме выполнения антиблокировочной функции	231
8	Экспериментальное исследование контура электронно - пневматической тормозной системы	241
8.1	Программа экспериментальных исследований	241
8.2	Исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура электронно-пневматической тормозной системы	241
8.2.1	Оборудование для исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура электронно-пневматической тормозной системы	242

8.2.2	Методика и результаты исследования рабочих процессов и характеристик пропорционального модулятора в контуре электронно-пневматической тормозной системы	249
8.2.3	Оценка эффективности разработанного контура электронно - пневматической тормозной системы с пропорциональным модулятором при торможении колеса в экстренном режиме . .	253
8.2.4	Влияние перераспределения нагрузки на процесс качения колеса при экстренном торможении	261

Литература		265
-------------------	--	------------

Введение

На современном этапе автомобилестроения требования к тормозным системам транспортного средства (ТС) с системами автоматического регулирования постоянно повышаются. Это находит отражение в стандартах и других государственных и международных документах [1–10], рекомендующих для разных категорий транспортных средств показатели эффективности торможения, как на стадии проектирования, так и на стадии их сертификации.

Широкое внедрение электронных компонентов и систем в тормозное управление (ТУ), постоянное их совершенствование вызывает необходимость в разработке и усовершенствовании теоретических расчетных методов для исследования динамики торможения транспортных средств с пневматическим тормозным приводом, оборудованным системами автоматического регулирования (САР) тормозного усилия. Повышение интереса к данной проблеме обусловлено тем, что моделирование динамики торможения с автоматическими системами регулирования тормозного усилия на этапе проектирования транспортного средства невозможно без статистических данных дорогостоящих дорожных экспериментальных исследований автомобилей аналогов. И только появление современных методов расчета тормозных приводов в совокупности с повышением быстродействия компьютеров, разработкой программного обеспечения и накоплением экспериментальных данных интенсифицировало исследования в области динамики торможения транспортных средств, оборудованных САР тормозного усилия.

Ввиду того, что значительное количество дорожно-транспортных происшествий (ДТП) происходит из-за человеческого фактора, так как в аварийных ситуациях при нажатии на педаль тормоза водителю сложно учесть многие факторы, например, загрузку автомобиля, неравномерное сцепление колес с дорогой и т.д., большинство зарубежных производителей, такие как: WABCO Westinghouse [11], Haldex [12], Bendix Commercial Vehicle Sys [13], Knorr-Bremse [14] и др., различными способами пытаются добиться того, чтобы рабочая тормозная система современных автомобилей и автопоездов в любых дорожных условиях обеспечивала высокую эффективность торможения, а именно, при минимально возможном тормозном пути сохраняла устойчивость и управляемость транспортного средства.

Большое внимание, уделяемое за рубежом электронным системам, повышающим активную безопасность ТС, свидетельствует о перспективности развития автомобильной техники в данном направлении, поэтому современные грузовые автомобили, автопоезда и автобусы, из-за своей повышенной опасности [15] обязательно комплектуются антиблокировочной системой (АБС). Объединение антиблокировочной системы, противобуксовочной системы и электропневматического тормозного привода в единую систему управления на базе общих датчиков, модуляторов и электронного блока управления позволяет существенно повысить эффективность действия тормозной системы транспортного средства.

Как известно из [3, 16], тормозная система транспортного средства должна быть как минимум двухконтурной, а современная электронно-пневматическая тормозная система (ЭПТС) при наличии индивидуальных модуляторов на каждом колесе представляет собой многоконтурную тормозную систему, с основополагающими функциями: электропневматическим тормозным приводом и АБС. Рабочие процессы, в данном случае, в каждом контуре ЭПТС будут аналогичны.

Практическая реализация основополагающих функций электронно-пневматического тормозного управления транспортного средства позволяет создать интеллектуальную автомобильную систему.

Термин *«интеллектуальная автомобильная система»* – это бортовая система, которая способна распознать текущую ситуацию, произвести оценку и спрогнозировать протекание процессов в цепи «водитель – автомобиль – дорога – окружающая среда» (ВАДО) для выбора рациональной последовательности и динамики управляющих воздействий [17]. Такая трактовка позволяет однозначно отнести электронно-пневматическое тормозное управление к интеллектуальным автомобильным системам.

Перечень условных обозначений

АБС (ABS) – антиблокировочная система;

АРС (ARS) – система автоматического регулирования скорости движения транспортного средства;

ЗРЭ – запорно-регулирующий элемент;

ПБС (ASR) – противобуксовочная система;

ПТП – пневматический тормозной привод;

РТС – регулятор тормозных сил;

САР – система автоматического регулирования;

СДУ – система динамической устойчивости;

СКУ – система курсовой устойчивости;

ТС – транспортное средство;

ТУ – тормозное управление;

ШЭД – шаговый электродвигатель;

ЭПТП – электропневматический тормозной привод;

ЭПТС – электронно-пневматическая тормозная система;

ЭРТС – регулятор тормозных сил с электронным управлением;

AEBS – Automatic Electronic Break System;

ASC – Automatic Stability Control (Acceleration Skid Control);

ASC+T – Automatic Stability Control + Traction;

BA (BAS) (AEBS) – Brake Assist;

CWAB – Warning with Auto Brake;

DBC – Dynamic Brake Control;

DSA – Dynamic Safety;

EBS – Electronic Break System ;

EDS – Elektronische Differential-Sperre;

EBFD (EBD) – Electronic brake force distribution;

EBL – Electronic Break Limited;

EBV – Elektronische Bremskraft Verteilung;

EMB – Electro-mechanical Break;

ESP – Electronic Stability Program;

ETC – Electronic Traction Control;

ETS – Electronic Traction System;

SBC – Sensotronic Brake Control;

TCP – Traction Control Plus;

TSC – Traction Control System;

TRACS – Traction Control System;

VSC – Vehicle Dynamics Control;

VDIM – Vehicle Dynamics Integrated Management;

A_{11} и B_{11} – коэффициенты, характеризующие сдвиг горизонтальной и вертикальной асимптот гиперболы, описывающей характер изменения давления в полости ($A_{11} = 0,654$; $B_{11} = 1,13$);

A_1 – коэффициент равный максимуму $f - S$ диаграммы;

A_2 – коэффициент, определяющий форму $f - S$ диаграммы;

A_3 – коэффициент, который учитывает падение реализуемого сцепления от максимума до коэффициента трения шины о поверхность в момент блокирования колеса;

A_4 – коэффициент, характеризующий влажность окружающей среды (принимается равным $0,02 \dots 0,04$);

A_T – работа сил трения в тормозных механизмах, Дж;

$A_{тр}$ – работа сил трения в агрегатах трансмиссии, Дж;

A_f – работа сил сопротивления качения шины, Дж;

A_φ – работа сил трения скольжения в контакте шин с дорогой, Дж;

A_w – работа силы сопротивления воздуха, Дж;

B – колея колес транспортного средства, м;

B_s – коэффициент, определяющий критическое проскальзывание колеса, выбирается в пределах $5 \div 10$;

C – коэффициент, определяющий вид $f - S$ диаграммы (выбирается в пределах $2 \div 5$);

C_1, C_2, C_3, C_4 – коэффициенты, характеризующие влияние уклона дороги и скорости поворота транспортного средства относительно вертикальной оси;

$C_{пр}$ – жесткость пружины следящего поршня, Н·мм;

D – дроссель, установленный перед тормозной камерой, мм;

D_y^2 – условный диаметр сечения выпускного клапана, м;

D_0 – коэффициент, определяющий значение максимума реализуемого сцепления;

E – коэффициент, определяющий коэффициент трения шины о поверхность в момент блокирования колеса ($0,95 \div 1,05$);

F – номинальная площадь накладки, м²;

F_a – активная площадь пневматического цилиндра или пневматической камеры, м²;

$F_{об}$ – общее сопротивление перемещения подвижных деталей ЗРЭ, Н;

$F_{пр0}$ – усилие пружины 7 при предварительном сжатии, Н;

$F_{пр1}$ – усилие пружины 3, Н;

$F_{пр2}$ – усилие пружины 5, необходимое для обеспечения герметичности впускного клапана, Н;

$F_{ск}$ – усилие, необходимое для открытия впускного клапана, образованного двухседельным клапаном 4 и пневмопоршнем 6, Н;

$F_{тр1}$ – сила трения уплотнительного кольца $d_{кл}$ по диаметру d_2 , Н;

$F_{тр2}$ – сила трения уплотнительного кольца $d_{зр}$ по диаметру d_2 , Н;

$F_{\text{тр3}}$ – сила трения кольца $d_{\text{п}}$ по диаметру d_1 , Н;
 F_y – сила, обеспечивающая герметичности впускного клапана, Н;
 F_p – сила, действующая на клапан 4 от давления воздуха, Н;
 F_0 – резонансная частота, Гц;
 G – вес транспортного средства, Н;
 G_1 и G_2 – соответственно нормальные реакции дорожного покрытия на i -ю ось в статических условиях, Н;
 G_{mi} – мгновенный массовый расход воздуха расчетного ДЕ-звена;
 I_b – момент инерции массы стенда, кг·м²;
 I_k – момент инерции колеса, кг·м²;
 J_L – момент инерции нагрузки, кг · м²;
 J_R – момент инерции ротора, кг · м²;
 $K_{\text{пор}}^{\pm}$ – пороговая величина ускорения, соответственно «+» на затормаживание, «–» на растормаживание;
 K_e – коэффициент эффективности барабанного тормоза;
 K_e^T – коэффициент эффективности дискового тормоза ($K_e^T = \mu_{\min}$);
 K_1 и K_2 – коэффициенты, характеризующие соответственно параметры передних и задних тормозных механизмов, м³;
 L – расстояние между передней и задней осью транспортного средства, м;
 L_n – длина тормозной накладки барабанного тормоза, м;
 $L_{\text{кл}}$ – ширина пояса клапана, м;
 M_1 – средний реализуемый момент при его нарастании от нуля до значения реализуемого момента при критическом проскальзывании, Н·м;
 M_2 – реализуемый момент при критическом проскальзывании, Н·м;
 M_3 – минимальный реализуемый момент на ветви момента между реализуемым моментом при критическом проскальзывании и реализуемым моментом при скорости ниже 5 км/ч, Н·м;
 M_4 – реализуемый момент при скорости ниже 5 км/ч, Н·м;
 M_A, M_B – поворачивающие моменты, возникающие при торможении транспортного средства, Н·м;
 M_f – момент сопротивления качению колеса, Н·м;
 M_{jk} – инерционный момент колеса, Н·м;
 $M_{\text{к}i}^j$ – тормозной момент на i -й колодке j -го колеса барабанного тормозного механизма, Н·м;
 $M_{\text{д}i}^j$ – тормозной момент на i -й накладке j -го колеса дискового тормозного механизма, Н·м;
 $M_{\text{ТОР}i}^j$ – тормозной момент на i -й оси j -го колеса, Н·м;
 $M_{\text{ТОР}}$ – тормозной момент, подведенный к колесу, Н·м;
 $M_{\text{ТОР}}^{\text{CP}}$ – средний реализуемый тормозной момент, Н·м;
 $M_{\text{д}}$ – статический момент ШЭД, кгс·см;
 N – нагрузка, приходящаяся на колесо, Н;

N_1 – динамическая вертикальная нагрузка, приходящаяся на переднюю ось транспортного средства, Н;
 N_2 – динамическая вертикальная нагрузка, приходящаяся на заднюю ось транспортного средства, Н;
 N_i^j – нормальная реакция дороги на i -й оси j -го колесе транспортного средства, Н;
 N_i^k – количество зубьев импульсного (кодowego) колеса;
 N_k^j – равнодействующая элементарных прижимных сил на j -й колодке (накладке) тормоза, Н;
 N_d – число полных шагов на оборот;
 $P_{\Delta BS11}$ и $P_{\Delta BS12}$ – соответственно давления в левом и правом модуляторах переднего контура, Па;
 $P_{\Delta BS21}$ и $P_{\Delta BS22}$ – соответственно давления в левом и правом модуляторах заднего контура, Па;
 P_{jx} – продольная инерционная сила, Н;
 P_{jy} – поперечная инерционная сила, Н;
 P_k – усилие, прикладываемое к колодке (накладке) тормоза со стороны тормозной камеры, Н;
 P_{K11} и P_{K12} – давления соответственно в левой и правой тормозных камерах переднего контура пневматического тормозного привода, Па;
 P_{K21} и P_{K22} – давления соответственно в левой и правой тормозных камерах заднего контура пневматического тормозного привода, Па;
 P_{m1} и P_{m2} – давления в ресиверах соответственно переднего и заднего контура тормозного привода, Па;
 P_{max} – максимальное давление в ресивере, Па;
 P_{R21} и P_{R22} – давления соответственно в верхней и нижней секции ускорительного клапана, Па;
 P_{T11} и P_{T21} – давления в трубках расположенных после тормозного крана, соответственно переднего и заднего контуров, Па;
 P_{T12} и P_{T13} – давления в трубках переднего контура, соответственно перед левым и правым модуляторами АБС, Па;
 P_{T14} и P_{T15} – давления соответственно в левой и правой трубках переднего контура, расположенных перед тормозными камерами, Па;
 P_{T22} и P_{T23} – давления в трубках заднего контура, соответственно перед левым и правым модуляторами АБС, Па;
 P_{T24} и P_{T25} – давления соответственно в левой и правой трубках заднего контура, расположенных перед тормозными камерами, Па;
 P_T^{cp} – средняя реализуемая сила торможения при работе системы автоматического регулирования тормозного усилия, Н;
 P_{TK} – давление в тормозной камере, Па;
 P_x – продольная толкающая сила, Н;

P_{xi}^j – часть продольной инерционной силы, приложенной к j -му колесу i -й оси со стороны транспортного средства, Н;
 P_Z – вертикальная нагрузка на колесо, Н;
 $P_{ВСТК}$ и $P_{НСТК}$ – давления соответственно в секциях тормозного крана переднего и заднего контуров, Па;
 P_{0i} – давление в разветвлении переднего контура, Па;
 $P_{ст}$ – величина ступени изменения давления, Па;
 R – газовая постоянная, $R = 287,14 \text{ м}^2/(\text{с}^2 \cdot \text{К})$;
 R_a – радиус поворота автомобиля относительно мгновенного центра, м;
 R_B – внутренний радиус тормозной накладке дискового тормоза, м;
 R_{κ} – внешний радиус тормозной накладке дискового тормоза, м;
 R_x – реализуемая тормозная сила, Н;
 R_{x1} – тормозная сила на передней оси, Н;
 R_{x2} – тормозная сила на задней оси, Н;
 R_{xi}^j – продольная сила, возникающая между шиной j -го колеса i -й оси и опорной поверхностью, Н;
 R_{yi}^j – поперечная сила, возникающая между шиной j -го колеса i -й оси и опорной поверхностью, Н;
 $\Sigma F_{тр}$ – суммарная сила трения при перемещении подвижных деталей ЗРЭ в корпусе модулятора, Н;
 ΣR_x – суммарная тормозная сила, Н;
 ΣR_{yi} – суммарная поперечная сила между шинами i -й оси и опорной поверхностью, Н;
 R_Z – усилие прижатия колеса к барабану, Н;
 S – проскальзывание;
 S_i – среднее проскальзывание на i -м колесе;
 S_k – ход штока тормозной камеры, м;
 S_h – горизонтальное смещение $f - S$ диаграммы;
 $S(t)$ – изменение проскальзывания по времени;
 S_v – вертикальное смещение $f - S$ диаграммы;
 $S_{\kappa P}$ – проскальзывание колеса, соответствующее максимальному реализуемому сцеплению (критическое проскальзывание);
 $S_{ост}$ – полный остановочный путь транспортного средства, м;
 $S_{пр}$ – пороговая величина проскальзывания;
 S_T – тормозной путь транспортного средства, м;
 $S_{эф}$ – эффективная площадь клапана 4, м^2
 T – абсолютная температура рабочего тела перед дросселем, К;
 T_i – тип тормозной камеры (9, 12, 16, 20, 24, 30 или 36);
 $T(t)$ – управляющий сигнал, подаваемый на исполнительные устройства систем автоматического регулирования тормозного усилия;
 $T[1]$ – длительность фазы наполнения, с;

$T[2]$ – длительность фазы выдержки при наполнении, с;
 $T[3]$ – длительность фазы опорожнения, с;
 $T[4]$ – длительность фазы выдержки при опорожнении, с;
 T_H – момент удержания, Н · м;
 V – объем наполняемой емкости, м³;
 V_0 – начальная окружная скорость кромки зубьев кодового колеса, м/с;
 V_i – текущая окружная скорость кромки последующего зуба кодового колеса, м/с;
 V_{cy} – скорость транспортного средства в боковом направлении, м/с;
 V_H – начальная скорость торможения транспортного средства, м/с;
 V_{max} – максимальная скорость движения транспортного средства, м/с;
 V_x – линейная скорость движения транспортного средства, м/с;
 Z_{HL} – коэффициент торможения с работающей ABS;
 Z_{max}^i – максимальный коэффициент торможения i -й оси;
 $[Z_{min}]$ – минимально допустимый коэффициент торможения ТС;
 a – расстояния от передней оси до центра масс автомобиля, м;
 a_k – линейное замедление кромки зубьев кодового колеса, м/с²;
 a_n – расстояние от центра колеса до опоры колодки, м;
 a_d – ускорение подвижных деталей ЗРЭ, м/с²;
 b – расстояния от задней оси до центра масс транспортного средства, м;
 a_0, b_0, c_0 – коэффициенты, характеризующие зависимость *Denny*;
 a_1, a_2, b_1, b_2, c_1 – коэффициенты, характеризующие зависимость «Парабол»;
 c_n – расстояние от центра колеса до точки приложения приводного усилия к колодке барабанного тормоза, м;
 d – параметр, характеризующий быстроту падения коэффициента трения от скорости движения транспортного средства;
 d_0 – коэффициент, характеризующий прогиб возрастающей ветви зависимости «Парабол»;
 d_1 – коэффициент, характеризующий прогиб падающей ветви в зависимости «Парабол»;
 $e_{кл}$ – деформация резинового клапана, м;
 i_s – передаточное отношение кулачкового разжимного механизма (s -образного разжимного кулака);
 i_T – передаточное отношение механизма разжима;
 f – площадь поперечного сечения канала дросселя, м²;
 f_1 – реализуемое сцепление передней оси;
 f_2 – реализуемое сцепление задней оси;
 f_{in} – реализуемое сцепление i -й оси транспортного средства в порожнем состоянии;
 f_{ig} – реализуемое сцепление i -й оси транспортного средства в груженом состоянии;

f_p – рабочая частота шагового электродвигателя, Гц;
 f_1^{∂} и f_2^{∂} – соответственно реализуемое сцепление передней и задней оси определенное экспериментальным путем;
 f_{ci}^j – коэффициент сопротивления качению j -го колеса i -й оси транспортного средства;
 f_x – продольное реализуемое сцепление шины с дорогой;
 f_{xi}^j – соответственно реализуемое сцепление на j -м колесе i -й оси транспортного средства;
 f_{max} – максимальное реализуемое сцепление;
 $f_{БЛ}$ – коэффициент трения шины о дорогу при полном блокировании колеса;
 g – ускорение свободного падения, м/с^2 ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$);
 $j_{уст}$ – установившееся замедление инерционного стенда, м/с^2 ;
 j_x или $|\dot{j}_x|$ – продольное замедление транспортного средства, м/с^2 ;
 j_y – поперечное замедление транспортного средства, м/с^2 ;
 $j_{н}$ – нормативное замедление транспортного средства, м/с^2 ;
 $j_{пор}^{\pm}$ – пороговое линейное ускорение колеса для транспортного средства, соответственно при разгоне и замедлении, м/с^2 ;
 h – ход штока тормозной камеры, мм;
 h_1 – плечо приложения усилия, действующего на штоке тормозной камеры относительно опоры рычага в тормозном механизме, м;
 h_2 – плечо действия силы на толкатель тормозной накладке относительно опоры рычага в тормозном механизме, м;
 h_i – расстояние между двумя смежными зубьями кодового колеса, м;
 h_{i+1} – расстояние между двумя последующими смежными зубьями кодового колеса, м;
 h_g – координата высоты центра масс транспортного средства, м;
 $h_{з.р}$ – положение зубчатой рейки, м;
 $h_{п}$ – положение следящего пневмопоршня;
 k – показатель адиабаты $k = 1, 4$;
 k_3 – коэффициент запаса;
 l_p – длина разжимного рычага, м;
 m – масса транспортного средства, кг;
 m_d – масса подвижных деталей ЗРЭ, кг;
 n – количество заездов при испытаниях транспортного средства;
 n_d – количество пар трения в дисковом тормозе;
 p_i – текущая величина давления, Па;
 p_{i-1} – предыдущая величина давления, Па;
 p_m – давление в ресивере, Па;
 p_0 – давление атмосферы ($p_0 = 101325$), Па;
 p_1 и p_2 – соответственно давления в тормозных камерах передней и задней оси транспортного средства, Па;

$q(\alpha_0)$ – закон распределения давления по накладке тормоза;
 r_b – радиус металлического бегового барабана, м;
 r_e – радиус окружности-эвольвенты профиля кулачка, м;
 r_i^k – радиус импульсного колеса, м;
 r_{tb} – радиус тормозного барабана, м;
 r_d – динамический радиус колеса, м;
 r_{cm} – статический радиус колеса, м;
 s^* – продольное проскальзывание колеса с учетом смещения начала $f - S$ диаграммы;
 t_1 – время, при котором достигается реализуемый момент M_1 , с;
 t_2 – время, при котором достигается реализуемый момент M_2 , с;
 t_3 – время, при котором достигается реализуемый момент M_3 , с;
 t_4 – время, торможения инерционного стенда, с;
 $t_{\Delta BS}^{45-15}$ – время торможения транспортного средства при работающей системе автоматического регулирования в диапазоне скоростей 45–15 км/ч, с;
 t_i – текущее время, с;
 t_{i-1} – предыдущее время, с;
 t_{i+1} – последующее время, с;
 $t_{min \Delta BS}^i$ – время торможения с работающей САР, полученное при последовательно повторяющихся заездах n , с;
 t_{CP}^{40-20} – минимальное среднее время торможения в заданном диапазоне скоростей 40 – 20 км/ч, с;
 $t_{min CP}^i$ – время торможения, полученное при последовательно повторяющихся заездах, при отключенной передней или задней оси ТС, с;
 t_p – время реакции водителя, с;
 t_{top} – время торможения с автоматической системой, с;
 t_3 – время запаздывания срабатывания привода, с;
 $t_{кл}$ – время полного хода ЗРЭ, с;
 t_n – время нарастания замедления, с;
 $t_{ож}$ – время ожидания срабатывания системы, с;
 x_1 и x_2 – коэффициенты, характеризующие параметры прижимной и отжимной колодки барабанного тормоза;
 $y_o(t)$ – переходная характеристика объекта регулирования;
 y_o^d – желаемое постоянное значение переходной характеристики объекта регулирования;
 $y_o^d(t)$ – желаемое изменение переходной характеристики объекта регулирования во времени;
 z – коэффициент торможения транспортного средства;
 $z_{н}$ – необходимый коэффициент торможения транспортного средства;
 z_{max} – максимальный коэффициент торможения транспортного средства;

z_{fn} и z_{fg} – соответственно коэффициенты торможения порожнего и груженого транспортного средства, при котором $f_1 = f_2 = z_f$;
 α – угол наклона дороги в продольном направлении, град;
 α_A и α_B – углы увода соответственно передней и задней оси, град;
 α_0 – отношение внутреннего радиуса тормозной накладки к внешнему;
 α_1 и α_2 – углы, определяющие положение накладки барабанного тормоза относительно опоры колодки, град;
 α_3 – угол приложения приводного усилия, град;
 α_4 – угол между вертикальной осью барабана и осью проходящей через опору и центр барабана, град;
 β – угол уклона дороги в сторону обочины, град;
 β_0 – угол охвата тормозной накладкой барабанного тормоза, град;
 β_r – угловое положение ротора шагового электродвигателя, град;
 β_n – коэффициент распределения тормозных сил;
 δ – угол распределения давлений в контакте накладка-барабан, град;
 δ_a – коэффициент учета вращающихся масс;
 $\varepsilon(t)$ – ошибка регулирования;
 ε – коэффициент использования силы сцепления транспортного средства;
 ε_1 – коэффициент использования силы сцепления транспортного средства с САР, установленной только на передней оси;
 ε_2 – коэффициент использования силы сцепления транспортного средства с САР, установленной только на задней оси;
 η – КПД тормозного механизма ($0,8 \div 0,95$);
 φ – коэффициент сцепления;
 φ_n – коэффициент сцепления порожнего транспортного средства;
 φ_g – коэффициент сцепления груженого транспортного средства;
 $\varphi(\sigma)$ – функция расхода;
 φ_{cp} – средний коэффициент сцепления;
 φ_0 – параметр, характеризующий величину коэффициента трения при скорости, близкой к нулю;
 μ – коэффициент расхода;
 μ_{min} – минимальный коэффициент трения накладки о тормозной барабан или диск ($\mu_{min} = 0,35$);
 ν_k – линейная скорость движения центра колеса, м/с;
 ν_{ck} – скорость скольжения колеса, м/с;
 ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;
 ρ – радиус инерции транспортного средства, м²;
 ρ_0 – радиус, на котором находится центр тяжести номинальной площади накладки, м;
 ρ_y – условный радиус трения в барабанном тормозе, м;
 ρ_A – центр давления накладки на диск, м;

σ – безразмерное давление, которое определяется отношением давления p_1 в полости за дросселем и давлением p_0 в резервуаре перед дросселем;

Δf_{max} – относительное отклонение реализуемого сцепления от экспериментального значения;

ΔS_{KP} – относительное отклонение критического проскальзывания от экспериментального значения;

ΔE – изменение кинетической энергии транспортного средства;

ΔP – изменение потенциальной энергии транспортного средства;

Δp_1 и Δp_2 – давление в тормозных камерах, при котором проявляется нечувствительность тормозного механизма, Па;

ψ – угол отклонения транспортного средства от продольной оси его движения при торможении, град;

φ_c – угол смещения биссектрисы угла охвата накладки, град;

$\frac{d\omega^-}{dt}$ – угловое ускорение кромок зубьев кодового колеса, рад/с²;

$\frac{d\omega_k}{dt}$ – угловое ускорение колеса, рад/с²;

$\frac{d\omega_{ki}^j}{dt}$ – угловое ускорение j -го колеса i -й оси ТС, рад/с²;

$\frac{d\omega_a}{dt}$ – угловое ускорение транспортного средства относительно мгновенного центра поворота, рад/с²;

$\frac{dS}{dt}$ – темп нарастания проскальзывания;

ω_k – угловая скорость вращения колеса, рад/с;

ω_{ki}^j – угловая скорость вращения j -го колеса i -й оси ТС, рад/с;

ω_a – угловая скорость вращения транспортного средства относительно мгновенного центра поворота, рад/с;

ω_b – угловая скорость вращения бегового барабана инерционного стенда ХНАДУ, рад/с;

ω_r – угловая скорость вращения ротора ШЭД, рад/с;

Θ – угол приложения усилия от штока тормозной камеры к разжимному рычагу, град;

Θ_0 – половина угла охвата тормозной накладкой дискового тормоза, град;

ДЕ-звено – это звено пневматического привода типа «дроссель-емкость»;

индексы i и j – при одновременном их применении обозначают: i – номер оси (1 или 2); j – соответствующее правое или левое колесо оси (R или L).

1 АНАЛИЗ ЭЛЕМЕНТОВ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В мировом автомобилестроении уровень конструктивной безопасности (пассивной и активной) таков, что ведущие компании уже не рекламируют в качестве особых достижений применение современных систем автоматического регулирования тормозного усилия, повышающих этот уровень, предлагая их покупателю в качестве опций или в виде стандартной комплектации. Очевидно, что в связи с внедрением в тормозное управление электроники, общепринятые в XX ст. методы его проектирования требуют уточнений и дополнений.

Современное проектирование автоматизированного тормозного управления транспортных средств с пневматическим приводом не возможно без системного подхода, который требует рассмотрения ряда вопросов, связанных с выбором методов и способов описания рабочих процессов, протекающих при торможении транспортного средства.

Системный подход к созданию автоматизированного тормозного управления транспортного средства с пневматическим приводом заключается в том, что геометрические, кинематические, весовые параметры транспортного средства необходимо взаимоувязать с рабочими процессами, протекающими в исполнительном устройстве (модуляторе) САР тормозного усилия и динамикой торможения транспортного средства в различных эксплуатационных условиях.

1.1 Анализ пневматического тормозного управления, оборудованного системами автоматического регулирования тормозного усилия

Автомобили являются сложной механической системой, на которую постоянно оказывают влияние внешние и внутренние факторы, под воздействием которых характеристика движения системы «автомобиль» постоянно изменяется. Частота и характер изменения условий движения системы «автомобиль» в значительной мере влияют на безопасность дорожного движения, а рационально подобранные законы управления системой автоматического регулирования тормозного усилия, на различ-

ной элементной базе, будут обеспечивать сход-ные показатели качества процесса торможения [18–20] транспортного средства.

При создании систем автоматического регулирования тормозного усилия для транспортных средств с пневматическим тормозным управлением схеме размещения ее исполнительных элементов уделяется большое внимание (рис. 1.1), поскольку она определяет функциональные взаимосвязи, которые определяют не только рабочий процесс самой системы, но и эксплуатационные свойства транспортного средства.

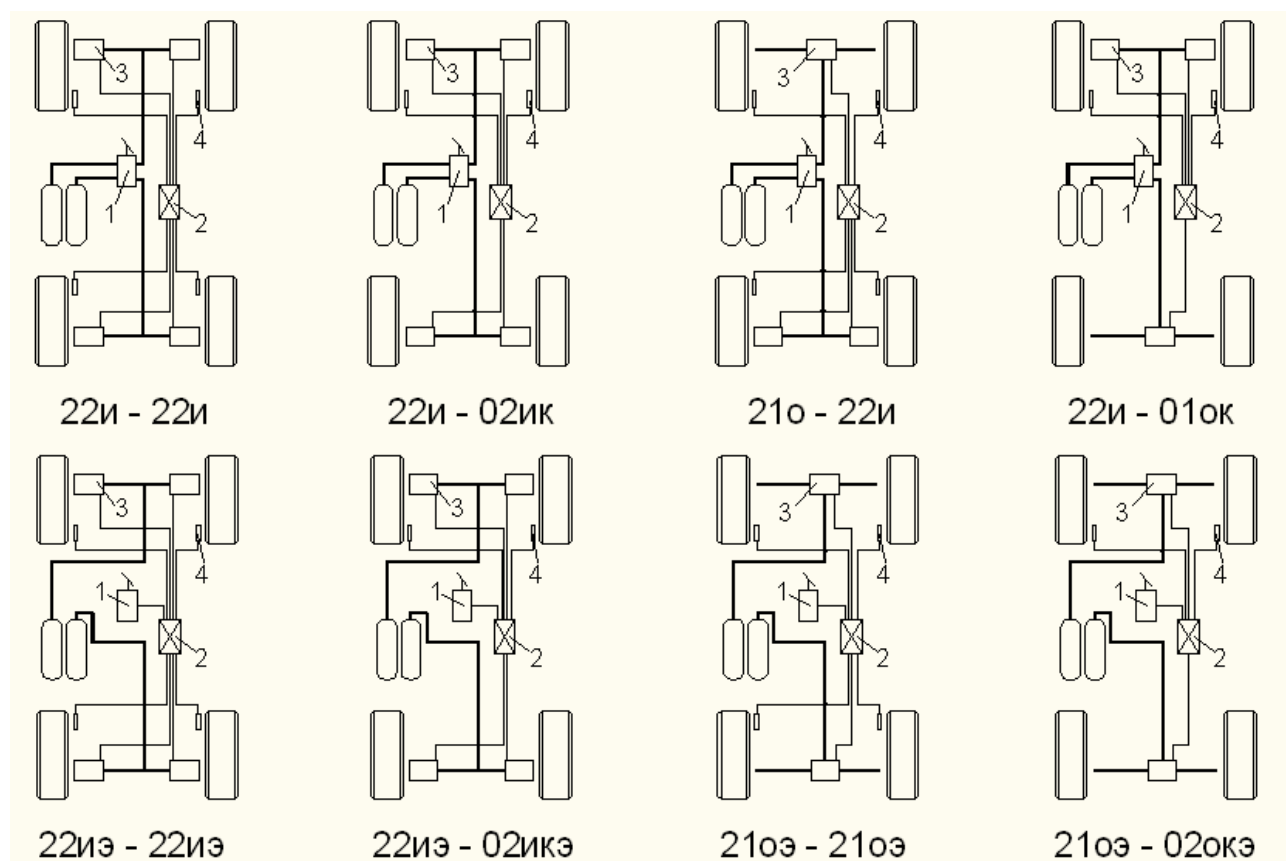


Рис. 1.1. Структурные схемы размещения элементов систем автоматического регулирования на транспортном средстве: 1 – орган управления (тормозной кран); 2 – электронный блок управления (регулятор); 3 – исполнительное устройство САР (модулятор); 4 – датчик скорости (датчик обратной связи)

Так как в общеизвестной технической литературе [21] предложенный Л.В. Гуревичем метод цифрового обозначения схем, показывающий количество датчиков и модуляторов на оси, имеет свои ограничения, на рис. 1.1 использовано обозначение схем, построенное по следующему принципу: первые две цифры обозначают количество датчиков и количество модуляторов на передней оси, две другие цифры обозначают количество датчиков и количество модуляторов на задней оси, буквенные

индексы схем означают принцип управления модуляторами давления: *и* – независимое (индивидуальное) управление; *ик* – независимое (индивидуальное) косвенное управление; *о* – осевое управление; *ок* – осевое косвенное управление; *иэ* – независимое (индивидуальное) управление от электрической педали; *икэ* – независимое (индивидуальное) косвенное управление от электрической педали; *оэ* – осевое управление от электрической педали; *окэ* – осевое косвенное управление от электрической педали.

Предложенный метод цифробуквенной индексации схем позволяет описать особенности вариантов установки элементов САР тормозного усилия и предоставляет достаточную информацию о принципе управления модуляторами системы автоматического регулирования тормозного усилия.

Сложность проблемы выбора схемы размещения исполнительных элементов САР заключается в экономических, расходных и объемных показателях тормозной системы транспортного средства. Чем сложнее схема, тем большее количество исполнительных элементов она имеет, и тем она дороже. Большое количество исполнительных элементов приводит так же к повышенному расходу рабочего тела, который ограничен для транспортного средства производительностью компрессора или насоса. С другой стороны, чем универсальнее управление схемой, тем надежней система автоматического регулирования, а значит, она может включать в свой алгоритм работы сразу несколько функций, таких как АБС, ЭРТС, СКУ, СДУ (рис. 1.2) [22] и др.

Очевидно, что на базе одной сложной схемы возможно создание системы автоматического регулирования тормозного усилия, которая обеспечит эффективное и устойчивое движение транспортного средства в различных эксплуатационных режимах.

1.2 Анализ систем автоматического регулирования тормозного усилия

Высокие требования, предъявляемые к тормозному управлению [1–10], обуславливают создание многоконтурных приводов и дублирующих контуров, введение дополнительных приборов и систем автоматического регулирования, повышающих эффективность торможения ТС в любых дорожных условиях эксплуатации.

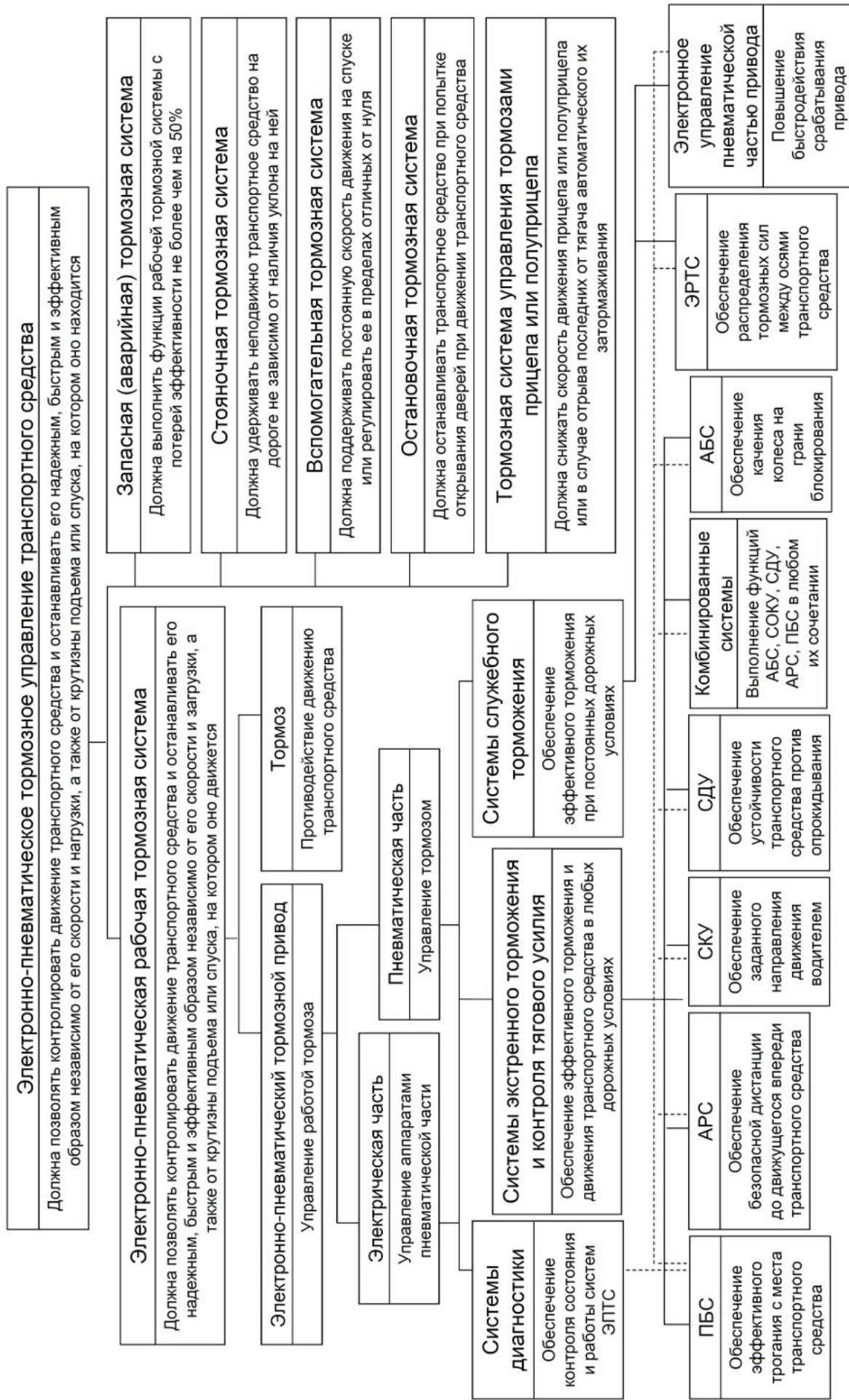


Рис. 1.2. Блок-схема электронно-пневматического тормозного управления современного транспортного средства

За последние годы на основе научных исследований и новых конструкторских разработок, а также активного применения микропроцессорных систем управления удалось существенно повысить быстродействие тормозного привода, эффективность и долговечность тормозных механизмов, синхронизировать их срабатывание и, тем самым, повысить стабильность выходных характеристик транспортного средства. Ряд показателей конструкции уже регламентируется международными требованиями, используемыми в качестве нижней допустимой планки при сертификации транспортных средств. Таким образом, уже введены в действия стандарты в отношении антиблокировочных систем (ABS), программ электронной стабилизации транспортного средства (ESP), автоматических систем освещения (AFS), систем контроля давления в шинах (TPMS) и конструктивные мероприятия по защите участников дорожного движения. В странах ЕЭС осуществляется адаптация комплекса действующих Правил ЕЭК ООН применительно к гибридным транспортным средствам и электромобилям [23], ведется разработка стандартов в отношении систем автоматического экстренного торможения (AEBS) и контроля выхода с полосы движения (LDWS).

В результате постепенного развития ТУ на грузовом и пассажирском транспорте возникло несколько поколений тормозных систем, последние из которых оснащены мощными компьютеризированными комплексами. Эти системы, получившие общее название «системы автоматического регулирования тормозного усилия», обеспечивают устойчивость автомобиля не только при торможении, но и при разгоне, а также при совершении маневров, связанных с поворотом рулевого колеса. Все эти системы дополнительно оборудуются рядом диагностических функций, которые контролируют их работоспособность в составе привода транспортного средства.

Работа всех систем автоматического регулирования направлена на удержание процесса качения автомобильного колеса с проскальзыванием отпечатка шины относительно поверхности, обеспечивающим наивысшую эффективность торможения, с сохранением устойчивости для повышения безопасности дорожного движения. При этом кинетическая энергия, запасенная автомобилем, гасится не только за счет трения шины о поверхность, по которой она катится, но и за счет трения тормозных накладок о барабаны или диски, в зависимости от типа применяемого тормозного механизма.

Одной из первых интеллектуальных систем автоматического регу-

лирования стала антиблокировочная система «Anti-lock brake system (ABS)» [24], которая обеспечивает качение колеса в любых нагрузочных, скоростных и сцепных условиях. Простейшая ABS оснащена датчиками угловой частоты вращения колес, модуляторами и регулятором (электронным блоком управления), который обрабатывает информацию, полученную с датчиков вращения колес, и управляет модуляторами давления.

Появление миникомпьютеров в 70 – 90 годах XX ст. привело к расширению функциональных возможностей ABS [25]. Таким образом, дополнительное оборудование транспортного средства датчиком угла поворота управляемых колес и датчиком углового ускорения, позволило более эффективно осуществлять управление процессом торможения транспортного средства.

На основе ABS в 70-х годах XX ст. такие известные автомобильные компании, как «Buick» и «Cadillac», предприняли первые попытки в создании противобуксовочной системы «Anti-slip regulation (ASR)», которая была основана на блокировании дифференциала [25]. В 90-х годах XX ст. отработанной конструкцией ASR серийно начали комплектоваться автомобили фирмы «Audi», «Volkswagen» и «Alfa Romeo». В отличие от ASR, разработанной в 70-х годах XX ст., система ASR нового поколения способна отслеживать буксование колес и регулирует обороты двигателя или автоматически подтормаживает ведущие колеса транспортного средства [24].

В 1995 году компания «Bosch» разработала новую систему, более эффективную, чем ABS и ASR, которая получила название – система стабилизации движения «Electronic stability program (ESP)». Эта система объединила в себе функции ABS и ASR и по сложному алгоритму при помощи информации от датчиков угловой частоты вращения колес, углового ускорения относительно вертикальной оси, углового отклонения от продольной оси и угла поворота управляемых колес обеспечивает устойчивое движение транспортного средства, как в тяговом, так и тормозном режимах, с высокой эффективностью.

В результате борьбы за безопасность ТС в 1998 году компания «Mercedes-Benz» на своих автомобилях S-класса и SL-класса, основываясь на разработках, проведенных в Берлине, начала установку системы тормозной помощник «Brake Assistant (BA или BAS)», которая обеспечивает гарантированное максимальное усилие на педали тормоза при экстренном торможении транспортного средства. Основная задача этой

системы – создание максимального тормозного момента за минимальное время, гарантируя при этом включение функций ABS для сокращения тормозного пути ТС. При экстренном торможении ВА создает максимальный тормозной момент на колесах транспортного средства и минимальное усилие на педали водителя, для снижения утомляемости последнего. Система оценивает скорость перемещения педали и начинает функционировать только в экстренных ситуациях. В 2000 году «Volvo» разработала свой тормозной помощник «Collision Warning with Auto Brake (CWAB)», он функционирует на основе радара, а не – скорости перемещения тормозной педали. В Европе до 2012 года планируется разработать стандарт в отношении Brake Assistant, которым должны оборудоваться новые модели автомобилей [24–26].

Для реализации максимальной тормозной силы и оптимального распределения тормозных сил между осями ТС, в 2000 году, компания «NISSAN» разработала систему «Electronic brake distribution (EBD)», которая осуществляет распределение тормозного усилия на основе информации от датчиков угловой частоты вращения колес [27]. Надо полагать, что она работает по величинам ускорений колес передней и задней оси. Изучение эффективности такой системы на сегодняшний день требует дополнительных исследований.

В тенденции развития систем автоматического регулирования четко прослеживается усложнение электронной составляющей, поскольку только при помощи высокотехнологичных микроэлектронных устройств возможно рациональное управление современными механическими аппаратами, что дает возможность, на достаточно высоком уровне, контролировать процесс торможения транспортного средства с максимальной эффективностью.

Анализ литературных источников [24–28] показал, что все системы автоматического регулирования тормозного усилия в своем блоке управления имеют функцию антиблокировочной системы. По сути, любая система автоматического регулирования основана на логике антиблокировочной системы, которой отдается приоритет в случае торможения для обеспечения наивысшей эффективности. Поэтому блок управления имеет существенную значимость во всех системах автоматического регулирования, так как в нем реализовывается закон управления на основании информации датчиков, отслеживающих состояние объекта управления, – транспортного средства.

На сегодняшний день производители систем автоматического регулирования тормозного усилия не раскрывают информации об их эффективности, хотя во всех странах ведется статистика, говорящая о повышении безопасности дорожного движения благодаря установке на транспортные средства систем автоматического регулирования.

Исследования [29] различных блоков управления показывают, что при всех прочих равных условиях алгоритм, заложенный в блок управления (регулятор), оказывает непосредственное влияние на безопасность движения транспортного средства в тормозном режиме. Поэтому необходимы дополнительные исследования в области управления, на основе физического и математического моделирования динамики торможения транспортного средства с тормозным приводом, оборудованным системами автоматического регулирования, с обязательной экспериментальной проверкой их адекватности на реальном объекте управления (транспортном средстве).

Современные системы автоматического регулирования тормозного усилия по принципу работы можно разделить на два типа [30]:

1. Самоорганизующиеся.
2. Самонастраивающиеся.

Системы автоматического регулирования могут быть как с эталонной моделью, так и без нее, это зависит от закона управления, который применяется при исследовании системы. Системы без эталонной модели, основанные на адаптивных алгоритмах, которые подстраиваются к внешним возмущающим воздействиям, являются поисковыми, а системы с эталонной моделью, которые имеют в своем составе алгоритмы, сравнивающие реальное состояние объекта с идеальным – беспойсковыми. В таких системах рассогласование эталонной модели и реального состояния системы недопустимо, при такой ситуации в электронный блок управления вводятся корректирующие поправки в части управления аппаратом автоматического регулирования (модулятором) для изменения характеристики движения ТС.

Рассмотренные типы систем позволяют использовать робастные модели нечувствительные к изменениям, возмущениям и помехам, но при этом способные сохранять показатели качества в условиях достаточного больших параметрических, структурных и сигнальных возмущений для достижения поставленных перед САР целей на основе типичных задач теории автоматического управления.

1.2.1 Задачи, решаемые в системах автоматического регулирования тормозного усилия

Эффективность торможения транспортного средства в значительной степени зависит от качественного алгоритма управления, реализованного в электронном блоке для достижения желаемого закона изменения регулируемой величины. Качественный алгоритм управления должен обеспечивать желаемое поведение объекта управления в зависимости от возмущающих воздействий, как внешних, так и внутренних.

Представив управляемое поведение объекта в виде $y_0(t)$, можно сформулировать следующие задачи:

1. Задача регулирования – переходная характеристика объекта регулирования $y_0(t)$ должна быть близка или совпадать с желаемым постоянным, заранее определенным значением y_0^d .

2. Задача слежения – алгоритм управления должен обеспечивать близость $y_0(t)$ к желаемому процессу $y_0^d(t)$, протекающему во времени.

Очевидно, что качественный алгоритм управления системой автоматического регулирования должен снижать ошибку регулирования $\varepsilon(t)$ по зависимостям, предложенным в работе [31]:

$$\varepsilon(t) = y_0^d(t) - y_0(t); \quad (1.1)$$

$$\varepsilon(t) = y_0^d - y_0(t). \quad (1.2)$$

При ошибке регулирования $\varepsilon(t) = 0$ задача регулирования или слежения будет решена идеально, следовательно, будет выбран рациональный алгоритм управления системой автоматического регулирования.

Поскольку в реальности приходится иметь дело с погрешностями и ошибками измерения, то идеального алгоритма управления создать в принципе не возможно, но подобрать его рациональные параметры управления представляется возможным, если учесть возмущающие факторы, воздействующие на объект управления в процессе его движения, за сколь угодно большой промежуток времени. Накопление погрешностей и ошибок измерения может привести к неустойчивой работе системы автоматического регулирования, поэтому необходимо в блоке управления САР предусмотреть специальное устройство «карантин» [32], которое бы отслеживало ошибочные величины и погрешности измерения физических параметров объекта регулирования. Для повышения эффективности и устойчивости системы автоматического ре-

гулирования необходимо вводить обратную связь, чтобы скорректировать процессы, протекающие во время движения объекта.

Проведенный анализ литературных источников [30]— [32] показал, что любая САР, применяемая в механических системах, должна быть устойчивой, адаптивной и быстродействующей независимо от возмущающих факторов, воздействующих на объект управления.

1.2.2 Особенности переходных процессов объекта регулирования

Исследования в области качения автомобильного колеса показывают, что оптимальное качение всех типов колес наблюдается при проскальзывании 10 – 30 % [33] причем по поверхностям с различными коэффициентами сцепления, поэтому рядом ученых совершаются попытки создания алгоритмов управления системами автоматического регулирования на его основе. Смысл управления такой системой заключается в том, чтобы придать процессу качения колеса желаемую форму, а именно, чтобы такой параметр как проскальзывание $S(t) = y_0(t)$ как можно меньше отличался от $S_{\text{пр}} = y_o^d$ или $S_{\text{пр}}(t) = y_o^d(t)$. Но в момент затормаживания оно изначально не может быть равным $S_{\text{пр}}$ и зависит от ряда факторов (темпа наполнения тормозной камеры, нагрузки на колесо, давления в шинах, параметров шины, начальной скорости торможения и др.), так как затормаживаемое колесо является динамическим объектом. Все динамические объекты способны накапливать энергию за счет действия на них силы инерции [34], поэтому они могут самостоятельно двигаться даже после прекращения действия внешних возмущающих факторов.

Предположим, что регулирование процесса качения колеса определяется по формуле [35]:

$$T(t) = \begin{cases} -1, & \text{при } -\varepsilon(t) \\ 0, & \text{при } \varepsilon(t) = 0, \\ 1, & \text{при } +\varepsilon(t) \end{cases}$$

где $T(t)$ — управляющий сигнал, подаваемый на модуляторы САР.

Поскольку объект регулирования (автомобильное колесо) является динамическим, выходная величина объекта в момент $t = 0$ (рис. 1.3)

будет иметь максимальную разницу между желаемой величиной и реальной, то есть $\varepsilon(t) = \max$, поэтому необходимо создать максимально быстрое воздействие на объект регулирования.

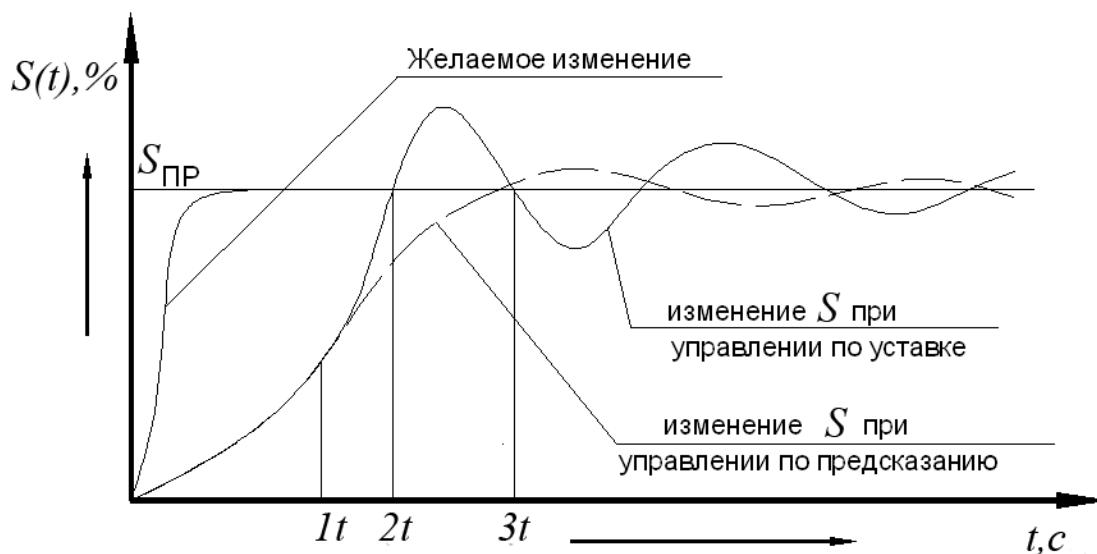


Рис. 1.3. Изменение переходного процесса $S(t)$, при различных законах управления системой автоматического регулирования

Исполнительный механизм (тормозная камера с тормозным механизмом) постепенно придет в движение и начнет максимально быстро увеличивать реальное воздействие на объект регулирования, но из-за слабой начальной реакции динамического объекта его выходная величина S и разность $\varepsilon(t)$ некоторое время будут изменяться не интенсивно.

Все это время управляющее устройство будет сохранять практически неизменным управляющий сигнал $T(t)$, это приведет к максимально быстрому накоплению объектом энергии. Уже в момент времени $1t$ при $S(1t)$, с небольшим уменьшением ошибки $\varepsilon(t)$, объект получит энергию достаточную для достижения желаемого процесса. Управляющее устройство, работающее по пороговому значению, например, проскальзыванию $S_{\text{ПР}}$, сможет отреагировать только при условии соответствия $S(t)$ предельному значению $S_{\text{ПР}}$, то есть тогда, когда ошибка регулирования будет равна нулю $\varepsilon(t) = 0$, поэтому пока $S_{\text{ПР}} > S(t)$, управляющее устройство (модулятор системы автоматического регулирования) будет сообщать объекту регулирования излишнюю энергию. При достижении предельного значения $S_{\text{ПР}} = S(t)$, в момент времени $2t$, возникает задача отвода излишней энергии, которая приведет к блокированию колеса, поэтому САР необходимо уменьшать воздействие на объект управления, а значит растормаживать автомобильное колесо.

Процесс отвода энергии по своему характеру повторит процесс подвода, то есть в момент времени $3t$ объект управления не будет обладать необходимой энергией, что приведет к потере эффективности за счет недоиспользования предельных возможностей по сцеплению.

Таким образом, на основе приведенного анализа можно сделать вывод, что циклический режим работы САР позволяет использовать не весь потенциал подводимого тормозного момента, при этом будет обеспечиваться удовлетворительная эффективность торможения.

Циклический режим может быть преобразован САР в монотонный путем изменения эквивалентного коэффициента пропорциональности системы, но тогда этот процесс будет иметь большую длительность, что скажется на эффективности торможения. Таким образом, необходимо полагать, что для достижения максимальной эффективности торможения необходимо в начальный момент времени быстро изменять переходной процесс $S(t)$ объекта регулирования и монотонным образом – в процессе дальнейшего затормаживания для достижения идеального (желаемого) процесса торможения, как это показано на рис. 1.3.

1.2.3 Анализ критериев устойчивости САР и показателей качества процесса регулирования

Одной из основных динамических характеристик системы автоматического регулирования является ее устойчивость, то есть способность системы восстанавливать состояние равновесия, из которого она была выведена в результате какого-либо воздействия. В устойчивых системах ошибка регулирования $\varepsilon(t)$ системы в процессе управления должна стремиться к нулю $\varepsilon(t) \rightarrow 0$ [30]. На рис. 1.4 показано типичное изменение ошибки регулирования для трех типов САР.

В настоящее время применяется два типа критериев устойчивости САР [32]: алгебраические и частотные.

Алгебраические критерии основаны на анализе коэффициентов характеристического уравнения САР, которое описывает изменение ошибки регулирования во времени. Частотные же критерии основаны на анализе частотных характеристик систем автоматического регулирования. При использовании такого критерия об устойчивости судят по знакам вещественных частей корней характеристического уравнения описывающего, кривую изменения ошибки регулирования.

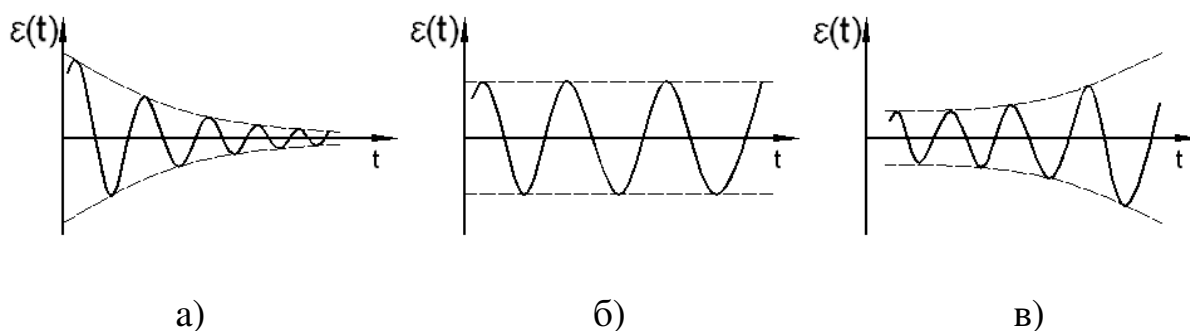


Рис. 1.4. Характер изменения ошибки регулирования: а) – устойчивой системы автоматического регулирования; б) – системы автоматического регулирования, работающей на грани устойчивости; в) – неустойчивой системы автоматического регулирования

Очевидно, что такие критерии в достаточной мере способны охарактеризовать затухания переходного процесса $y_0(t)$ системы, то есть частоту и интенсивность ее работы в процессе торможения транспортного средства, но они не применимы для оценки качества регулирования САР в составе транспортного средства, поскольку сам процесс торможения колеса является неустойчивым из-за постоянного изменения сцепных свойств даже на однородной поверхности [36].

Для оценки качества работы системы автоматического регулирования тормозного усилия в настоящее время используется такой обобщенный показатель, как коэффициент использования силы сцепления транспортного средства (ε). Этот показатель является нормативным и используется при сертификации транспортных средств, оборудованных антиблокировочными системами [3].

Предлагаемый в ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 [3] (Приложение №13) способ оценки эффективности работы АБС для конкретного транспортного средства в зависимости от полученных экспериментальных результатов позволяет классифицировать их путем присвоения соответствующей категории:

- антиблокировочная система категории 1;
- антиблокировочная система категории 2;
- антиблокировочная система категории 3.

Антиблокировочная система категории 1 должна удовлетворять всем предписаниям (см. раздел 2.2.3), изложенным в Приложении №13 ДСТУ UN/ECE R13 – 09:2002 (Приложение №13) [3].

Антиблокировочная система категории 2 должна удовлетворять всем предписаниям (см. раздел 2.2.3), изложенным в Приложении №13 ДСТУ

UN/ECE R13 – 09:2002, а при испытаниях на «миксте» коэффициент торможения груженого транспортного средства может не удовлетворять предписаниям добавления 3 к Приложению №13 [3].

Антиблокировочная система категории 3 должна удовлетворять всем предписаниям (см. раздел 2.2.3), изложенным в Приложении №13 ДСТУ UN/ECE R13 – 09:2002, кроме испытаний на «миксте», а если имеется на оси хотя бы одно косвенно управляемое колесо, должны соблюдаться предписания Приложения №10 ДСТУ UN/ECE R13 – 09:2002 [3] в отношении расположения кривых реализуемого сцепления на осях в зависимости от загруженного или снаряженного состояния транспортного средства.

При использовании силы сцепления антиблокировочной системой учитывается фактическое возрастание тормозного пути по сравнению с его минимальной теоретической величиной.

Антиблокировочная система считается удовлетворяющей предписаниям, если выполняется условие $0,75 \leq \varepsilon \leq 1,1$, где ε – коэффициент использования силы сцепления. При полученных значениях $\varepsilon > 1,1$ необходимо провести повторные измерения среднего коэффициента сцепления $\varphi_{\text{ср}}$.

Коэффициент использования силы сцепления (ε) в Приложении №13 предлагается определять при помощи зависимости:

$$\varepsilon = \frac{Z_{\text{AL}}}{\varphi_{\text{ср}}}, \quad (1.3)$$

где Z_{AL} — коэффициент торможения с работающей ABS.

Для определения коэффициента использования силы сцепления (ε) в Приложении №13 ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 предлагается метод определения среднего коэффициента сцепления ($\varphi_{\text{ср}}$), который основан на реализуемых сцеплениях передней и задней оси, а также максимальном коэффициенте торможения. Этот метод описан в разделе 2.2.3 данной монографии.

Таким образом, зная средний коэффициент сцепления и коэффициент торможения транспортного средства, оборудованного системой автоматического регулирования тормозного усилия, представляется возможным в полной мере оценить эффективность работы любой САР на основе такого обобщенного критерия качества, как коэффициент использования силы сцепления (ε).

1.3 Анализ методов расчета пневматического тормозного управления и динамики торможения автомобилей

В мировом автомобилестроении грузовых автомобилей и автобусов пневматическое тормозное управление (ТУ) получило наибольшее распространение. В сравнении с простейшим пневматическим тормозным управлением современное ТУ оснащается электронными системами, которые расширяют его функциональные возможности и повышают надежность тормозного управления в целом. На современное тормозное управление возлагаются различные функции, присущие отдельным системам, которые повышают эффективность торможения, как в тормозном, так и тяговом режиме.

С внедрением электроники в тормозное управление ТС в значительной степени усложняется моделирование всех переходных процессов, протекающих как в пневматическом тормозном приводе, так и при моделировании динамики торможения автомобиля в целом, поскольку необходимо вводить дополнительные, функциональные связи между тормозным механизмом и САР, которые являются элементами привода. Одними из первых таких работ стали работы Попова А.И. [37] и Михалевича Н.Г. [38], которые исследовали влияние электронных компонентов на динамику пневматического тормозного привода и установили взаимосвязи между электронными элементами и пневматической частью привода.

1.3.1 Особенности методов расчета пневматического тормозного привода

Динамика пневматического тормозного привода (ПТП) в значительной мере влияет на эффективность и надежность работы тормозной системы транспортного средства [39–46], в связи с этим, страны-участники Женевского соглашения 1958 г. в своих стандартах и международных документах ввели ограничения и требования в отношении эффективности торможения транспортных средств [1–10].

Работу ПТП характеризуют в зависимости от темпа приведения тормозов в действие двумя типами характеристик [47]: динамической и статической.

Динамическая характеристика строится по времени в зависимости от изменения давления воздуха в каждом элементе ПТП, при экстренном приведении в действие органа управления – посредством тормозной педали за время не более 0,2 с [4, 21].

Статическая характеристика, в отличие от динамической, снимается с отдельных аппаратов, входящих в ПТП, или же с привода в целом при плавном нарастании давления на входе. Если статическая характеристика не удовлетворяет требованиям, то методом подбора, изменяя конструктивные параметры аппаратов или схемы их размещения в ПТП, добиваются необходимых результатов [48].

Для оценки эффективности торможения автотранспортного средства в данной работе при исследовании динамики торможения транспортного средства и динамики пневматического тормозного привода рассматривается только режим экстренного торможения, так как именно в этом режиме проявляются все недостатки конструкции, как пневматического тормозного привода, так и тормозных механизмов.

На основании анализа различных допущений при расчете динамики пневматического тормозного привода в работе [47] Крамской А.В. выделяет три основных направления развития расчетных методов динамики наполнения и опорожнения звеньев привода:

1. Метод расчета с сосредоточенными параметрами.
2. Метод расчета с распределенными параметрами.
3. Метод расчета, сочетающий в себе характерные черты метода с сосредоточенными и распределенными параметрами.

Методы расчета с сосредоточенными параметрами были разработаны еще в 70-х и 80-х годах XX ст., в этих методах предполагается, что движение газа в полостях элементов привода является установившимся. Основу метода составляет закон сохранения энергии для термодинамических процессов (1.5), а разница заключается в расходных функциях.

Различные расходные функции приведены в разделе 1.3.2 данной монографии.

Во всех методах расчета с сосредоточенными параметрами для определения функции расхода используется безразмерное давление σ , которое определяется отношением давления p_l в полости за дросселем и давлением p_m в резервуаре перед дросселем, откуда вытекает сжатый воздух.

На основе расходных функций не сложно определить мгновенный массовый расход воздуха через местное сопротивление (дроссель), если воспользоваться зависимостью [43]:

$$G_m = \mu \cdot f \cdot p_m \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{R \cdot T}} \cdot \varphi(\sigma), \quad (1.4)$$

где μ — коэффициент расхода;

f — площадь поперечного сечения канала дросселя, м^2 ;

k — показатель адиабаты $k = 1, 4$;

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

$\varphi(\sigma)$ — функция расхода.

При использовании функции расхода (1.11) коэффициент расхода при определении массового расхода воздуха не учитывается.

В общем случае дифференциальное уравнение переходного процесса в ДЕ-звене пневматического тормозного привода имеет вид [43]:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T \cdot G_m}{V},$$

где V — объем наполняемой емкости, м^3 .

Для определения характера наполнения (опорожнения) последовательно соединенных ДЕ-звеньев необходимо применить принципы аналогии, определить уравнения расходов для каждого узла пневматического тормозного привода и решить систему обыкновенных дифференциальных уравнений.

Суть метода расчета с распределенными параметрами заключается в расчете наполнения элементов пневматического привода с точки зрения трехмерного истечения воздуха в объем, при этом учитывается изменение температуры и скорости истечения. В таком методе для описания газодинамических процессов используются обычные математические модели газовой динамики и приближенные методы решения кинетических уравнений типа Больцмана [47, 49–52].

В работе [47] предложен метод с распределенными параметрами для расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода, в основу которого положены уравнения Эйлера для описания невязких течений. Переходной процесс при наполнении и опорожнении ДЕ-звена описывается исходя из первого закона термодинамики (1.5).

Автор принимает во внимание то, что тепловая энергия dQ , которая подведена с газом, расходуется на изменение внутренней энергии dU , а также работу расширения газов dL , для определения изменения давления по времени в разветвленной цепи пневматического тормозного привода

$$dQ = dU + dL. \quad (1.5)$$

Первый закон термодинамики, исходя из разветвленности ПТП ТС, а также того, что давление на входе каждого пневмоаппарата или трубопровода меняется не мгновенно, представлен в следующем виде:

$$dH_m - (V dp)_m = d(u_1 \cdot m_1) + p_1 dV_1,$$

где индекс m относится к магистрали, а индекс 1 к полости.

В общем случае дифференциальные уравнения для наполнения и опорожнения звеньев типа «дрессель-ёмкость» [47], можно представить соответственно в виде:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot R}{V_1} \cdot \left(T_m \cdot G_m + \frac{dT_m}{dt} \int_0^t G_m dt \right) - \frac{R^2}{c_V} \cdot \frac{T_m}{V_1} \cdot \frac{1}{p_m} \cdot \frac{dp_m}{dt} \int_0^t G_m dt;$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot \left(\frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \cdot \frac{dT_1}{dt} + T_1 \cdot G_1 \right) + k \cdot p_1 \cdot \frac{dV_1}{dt}}{(k - 2) \cdot V_1}.$$

Для решения уравнений в качестве расходной функции G_m логично применение уравнения (1.4) с функциями расхода (1.10) и (1.11).

В уравнении (1.4) мгновенные значения коэффициентов расхода можно определить по следующим зависимостям [47]:

— для процесса наполнения при надкритическом режиме

$$\mu_i = 1,0432 \cdot \frac{V}{(t_i - t_{i-1}) \cdot p_m \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot T}} \cdot (p_i - p_{i-1});$$

— для процесса наполнения при подкритическом режиме

$$\mu_i = \frac{1,8898 \cdot V}{(t_i - t_{i-1}) \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot T}} \cdot \left(\sqrt{1 - \left(\frac{p_i}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \left(\frac{p_{i-1}}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right);$$

— для процесса опорожнения при надкритическом режиме

$$\mu_i = 0,4891 \cdot \frac{V \cdot p_1^{\frac{k-1}{2 \cdot k}}}{(t_i - t_{i-1}) \cdot f \cdot \sqrt{R \cdot T}} \cdot \left(p_2^{\frac{1-k}{2 \cdot k}} - p_1^{\frac{1-k}{2 \cdot k}} \right).$$

Коэффициент расхода для процесса опорожнения при подкритическом режиме не определяется, поскольку истечение воздуха из ПТП происходит в атмосферу, а минимальное давление для перехода в этот режим составляет 0,192 МПа.

Такой расчетный метод [47] исследования динамики движения сжатого воздуха в звеньях ПТП позволяет с достаточной точностью моделировать трехмерные вязкие турбулентные течения и определять динамические характеристики ПТП с погрешностью, не выше 7,23 %.

1.3.2 Функции расхода для расчета пневматического тормозного привода

В научной и исследовательской практике динамику ПТП принято оценивать временными параметрами срабатывания тормозной системы, то есть промежутком времени от момента приложения усилия к тормозной педали водителем до момента нарастания давления в тормозных камерах привода на величину $0,75 \cdot P_{max}$ (рис. 1.5).

В работах [43, 44, 53, 54] для описания наполнения пневматической ветви привода использовалась функция (1.6):

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \sigma^2}{2 \cdot k \cdot (\xi - \ln \sigma)}}. \quad (1.6)$$

А в работе [42] была использована функция вида (1.7):

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \sigma^{\frac{2}{k}}}{2 \cdot (k \cdot \xi - \ln \sigma)}}. \quad (1.7)$$

Но использование данных функций расхода возможно только при известных справочных коэффициентах гидравлического сопротивления ξ звеньев ПТП.

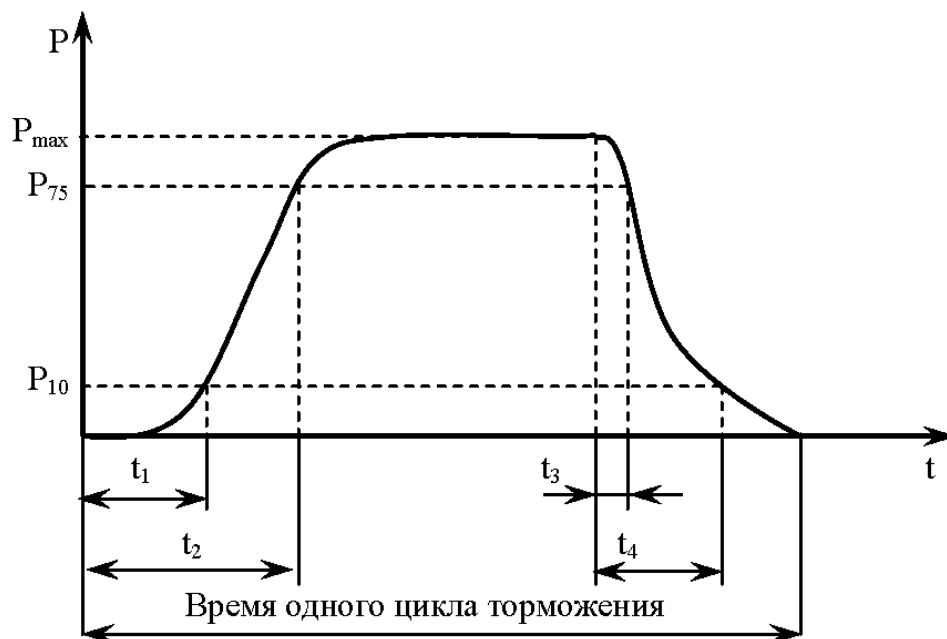


Рис. 1.5. Примерная динамическая характеристика пневматического тормозного привода транспортного средства: t_1 – время запаздывания привода при торможении (промежуток времени между моментом приложения усилия к тормозной педали и нарастанием давления в ПТП до величины P_{10} , которая составляет 10% от P_{max}); t_2 – время срабатывания привода (промежуток времени от момента приложения усилия к тормозной педали водителем и нарастанием давления в ПТП до величины P_{75} , которая составляет 75% от P_{max}); t_3 – время запаздывания при растормаживании привода (промежуток времени между моментом уменьшения усилия, приложенного к тормозной педали водителем, и падением давления в ПТП до величины P_{75}); t_4 – время полного растормаживания привода (промежуток времени от момента уменьшения усилия на тормозной педали водителем и падением давления в ПТП до величины P_{10})

Сен-Венан и Ванцель [39] предложили для определения массового расхода воздуха полученную теоретически при докритическом режиме течения газа через геометрическое сопло следующую функцию:

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)}. \quad (1.8)$$

Метлюк Н.Ф. в своих работах [35, 55] предлагает функцию расхода (1.9), которая с достаточной точностью позволяет определять массовый расход воздуха, как в простейших, так и сложных многоконтурных пневматических тормозных приводах.

Функция расхода (1.9) получена автором из статистического анализа экспериментальных данных для типовых звеньев ПТП

$$\varphi(\sigma) = A_{11} \frac{1 - \sigma}{B_{11} - \sigma}. \quad (1.9)$$

Если принять максимальное значение функции расхода равной функции расхода для надкритического режима течения газа, которая получена Сен-Венаном и Ванцелем, то формула (1.9) примет вид:

$$\varphi(\sigma) = 0,2588 \cdot B_{11} \cdot \frac{1 - \sigma}{B_{11} - \sigma} \sqrt{\frac{2}{k - 1}}. \quad (1.10)$$

Авторы в работе [42] предложили функцию расхода (1.11), при использовании которой для нахождения массового расхода воздуха не учитывается коэффициент расхода, а это позволяет без дополнительных, трудоемких вычислений исследовать практически любые, переходные процессы в пневматическом тормозном приводе ТС

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{2}{k - 1} \left(\sigma^{\frac{2p_i}{p_i + p_0(k-1)}} - \sigma^{\frac{2p_i + p_0(k-1)}{p_i + p_0(k-1)}} \right)}. \quad (1.11)$$

Для определения функции расхода (1.11) дополнительно учитывается начальное давление p_0 за дросселем, которое является константой и равно атмосферному давлению.

1.3.3 Методы расчета динамики торможения транспортного средства

Современное транспортное средство, обладая большой кинетической энергией, является повышенным источником опасности, поэтому его динамике торможения уделяется большое внимание, как украинских, так и зарубежных исследователей [23, 56–62].

Поскольку транспортное средство является сложной механической системой, в процессе торможения происходит перемещение его отдельных элементов относительно друг друга, что сказывается на выходных параметрах транспортного средства. Таким образом, например, перераспределение веса по осям транспортного средства приводит к первоочередному блокированию задних колес, что влечет за собой потерю

устойчивости, а блокирование передних колес, в случае торможения на льду, делает автомобиль неуправляемым.

Исследование параметров движения ТС при торможении с учетом всех связей его отдельных элементов представляет собой задачу высокой сложности, которая требует сложного математического аппарата и применения теории случайных возмущающих процессов.

Проведенный анализ литературных источников [17, 21, 56–61, 63–72] показал, что при исследовании динамики торможения транспортных средств, в зависимости от принятых допущений, используется шесть моделей динамики торможения транспортного средства (рис. 1.6).

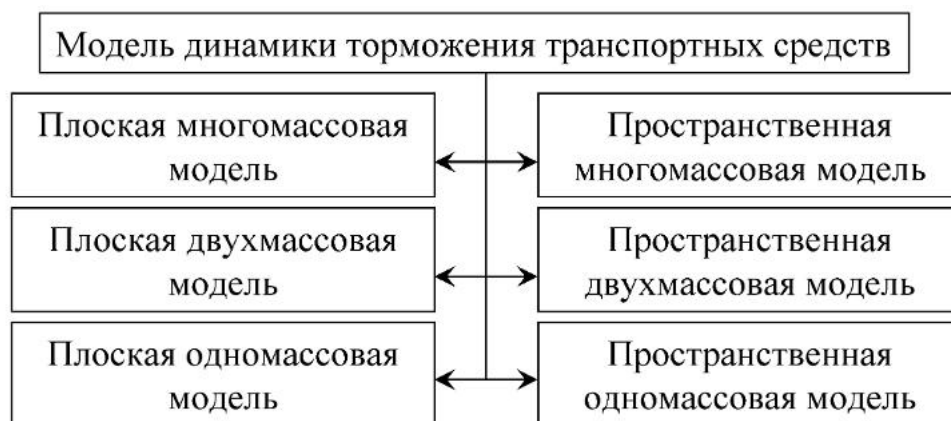


Рис. 1.6. Модели динамики торможения транспортных средств

Выбор модели динамики торможения зависит от математического аппарата исследователя и программного оборудования для выполнения расчетно-вычислительных работ. При отсутствии быстродействующих компьютеров исследователи динамики торможения транспортных средств вынуждены применять ряд допущений, которые не всегда отражают реальность происходящих физических процессов.

При составлении уравнений движения плоской одномассовой модели авторы [68, 73] полагают, что левое и правое колесо нагружено одинаковыми нормальными, касательными и боковыми силами, таким образом, рассматривается транспортное средство, у которого два колеса одной оси объединены в одно. При этом ведущее, неуправляемое колесо имеет одну степень свободы, вращение относительно центра колеса, а ведомое управляемое – две, вращение относительно центра колеса и поворот относительно вертикальной оси. Такая модель не позволяет оценить влияние перераспределения вертикальных нагрузок по бортам транспортного средства.

Приближенно, влияние перераспределения на характер движения транспортного средства может быть исследовано при помощи одномассовой пространственной модели [67, 68], решив всего шесть линейных дифференциальных уравнений, характеризующих движение твердого тела в пространстве. Для решения уравнений необходимо введение дополнительных взаимосвязей, поскольку задача является статически неопределимой, при этом авторы [67, 68, 73, 74] принимают ряд допущений, в соответствии с которыми количество неизвестных в этих уравнениях становится равным количеству уравнений. При использовании пространственной одномассовой модели перераспределение нормальных реакций между колесами будет существенно зависеть от принятого допущения о распределении момента от действия поперечной составляющей силы инерции.

Поэтому ряд исследователей используют двухмассовые модели, в которых принимают во внимание упругую связь между подрессоренными и непрессоренными массами, вызывающую увеличение боковых реакций на колесах вследствие поворота подрессоренных частей транспортного средства относительно оси крена кузова. При использовании двухмассовой плоской или пространственной модели, количество уравнений и их вид может меняться в зависимости от принятых допущений исследователем.

Очевидно, что одномассовые и двухмассовые модели не отражают реальной картины динамики движения транспортного средства, поскольку в этих моделях принимается прямолинейное движение и не учитывается динамика рулевого управления и тормозного привода.

Влияние динамических процессов рулевого управления на характер движения транспортного средства изучено различными авторами [67]. При исследовании управляемости и устойчивости используются сложные многомассовые модели, которые в зависимости от исследуемой проблемы позволили решить ряд задач, связанных с управляемостью и устойчивостью транспортного средства.

При исследовании общего случая динамики торможения, для описания взаимодействия различных элементов изучаемой системы, необходимо применение теории автоматического управления, которая позволяет представить транспортное средство в виде совокупности взаимодействующих динамических звеньев. Изучение вопроса динамики торможения транспортного средства показало, что при оценке эффективности торможения с системами автоматического регулирования

следует учитывать динамику тормозного привода, поскольку именно тормозной привод, являясь динамическим звеном системы «автомобиль», оказывает непосредственное влияние на характеристики движения транспортного средства в целом.

Основываясь на теории автоматического управления, можно выделить два класса технических задач, активно решаемых в современном автомобилестроении [30–32]:

- управление движением механических объектов;
- управление электротехническими объектами.

Целью первой технической задачи является управление движением транспортного средства через задание желаемых значений координат и скоростей движения в конкретный момент времени, на определенных участках дороги.

Вторая техническая задача, цель которой обеспечить максимальную эффективность работы электромеханических устройств, в зависимости от изменяющегося управляющего сигнала, решает проблему быстрого изменения желаемых значений координат и скоростей движения первой технической задачи.

В соответствии с общими принципами создания систем автоматического регулирования современные транспортные средства можно представить в виде семи функциональных блоков (рис. 1.7).

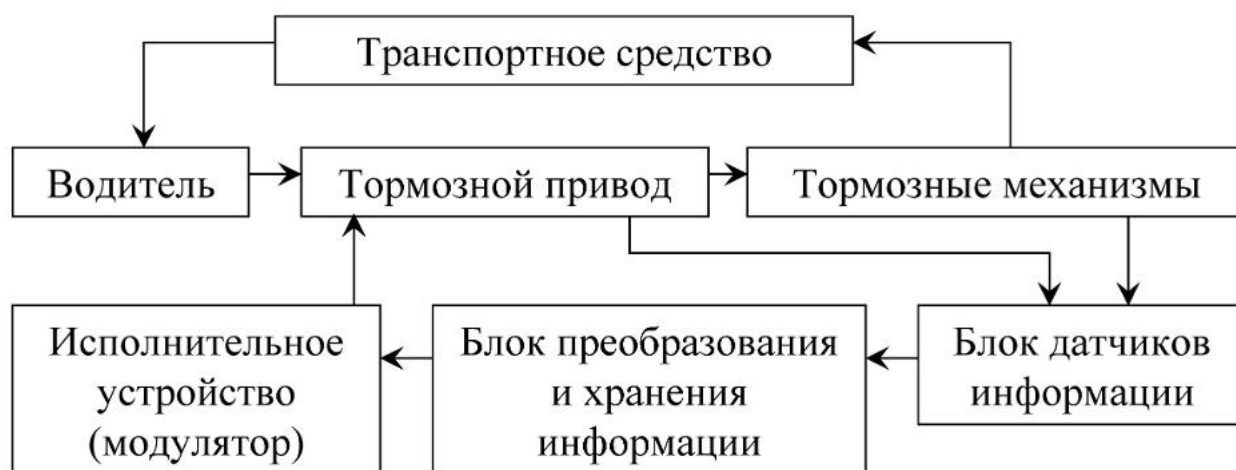


Рис. 1.7. Блок-схема транспортного средства с системой автоматического регулирования

Следует отметить, что информация об объекте управления содержится, как правило, в виде текущих значений напряжения (сигналы аналогового типа) или же в виде кодированных последовательностей импульсов (сигналы цифрового или кодированного типа), которые в полной

мере отражают состояние различных физических процессов, протекающих в конкретный момент времени торможения ТС.

В настоящее время исследование влияния систем автоматического регулирования на процесс торможения можно разделить на три направления:

- исследование устройств автоматического регулирования как звена тормозного привода;
- исследование влияния устройств автоматического регулирования на эффективность торможения;
- исследование устойчивости и управляемости с устройствами автоматического регулирования.

Все направления активно исследуются во всех странах мира, так как системы автоматического регулирования законодательно утверждаются в качестве обязательного оборудования на различных транспортных средствах. Основой законодательного утверждения таких систем на транспортных средствах послужило Женевское соглашение, подписанное странами Европы в 1958 году (Правила №13 ЕЭК ООН). Сегодня Украина является одним из участников этого соглашения.

1.3.4 Анализ эмпирических и аналитических методов расчета реализуемого сцепления

При исследовании динамики торможения транспортного средства с системой автоматического регулирования перед исследователем возникает вопрос выбора математической модели реализуемого сцепления шины с опорной поверхностью. Задача теоретического определения и анализа реализуемого сцепления является одной из наиболее сложных и наукоемких в теории автомобиля, поскольку на тормозящее колесо оказывает влияния множество изменяющихся факторов (скорость движения, тип опорной поверхности, свойства шин и др.).

Реализуемое сцепление колеса с опорной поверхностью (f_x) характеризует величину тормозной силы, возникающей в контакте колеса с дорогой, при затормаживании последнего в заданных нагрузочных, скоростных и сцепных условиях (рис. 1.8).

В общем случае f_x можно определить из выражения [33]:

$$f_x = \frac{R_x}{N_i^j}.$$

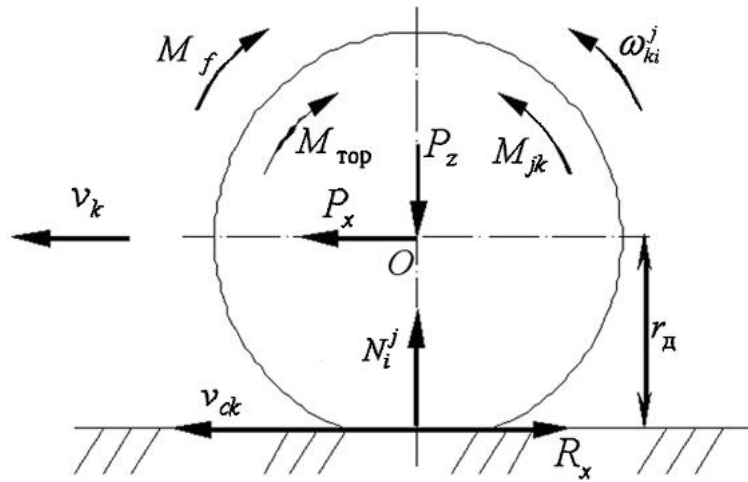


Рис. 1.8. Расчетная схема качения автомобильного колеса по опорной поверхности в тормозном режиме: v_k — линейная скорость движения центра колеса, равная скорости V_x транспортного средства, м/с;

v_{ck} — скорость скольжения колеса относительно поверхности, м/с;

P_z — вертикальная нагрузка на колесо, Н; P_x — продольная толкающая сила, Н; R_x — реализуемая тормозная сила, Н; ω_{ki}^j — угловая скорость j — го колеса i — й оси, c^{-1} ;

r_d — динамический радиус колеса, м;

N_i^j — нормальная реакция дороги на j — м колесе i — й оси, Н;

M_{TOP} — тормозной момент, подведенный к колесу, Н · м;

M_{jk} — инерционный момент колеса, Н · м; M_f — момент сопротивления качению колеса, Н · м

Значение параметра f_x часто представляется в виде функции проскальзывания колеса S , которое определяется зависимостью [33]:

$$S = \frac{v_{ck}}{v_k}.$$

График функции $f_x = f(S)$ получил название « $f - S$ диаграмма» (рис. 1.9), и именно она чаще всего используется при моделировании динамики торможения колеса, снабженного той или иной системой автоматического регулирования.

Известен ряд математических зависимостей, которые описывают характер изменения « $f - S$ диаграммы», на основе предварительно полученных экспериментальных данных [59, 75–77].

Зависимость Pacejka' 89 [75]. Данная зависимость является наиболее популярной среди исследователей динамики торможения транспортных средств. Она названа в честь известного голландского специалиста в области теории автомобиля Н. Pacejka.

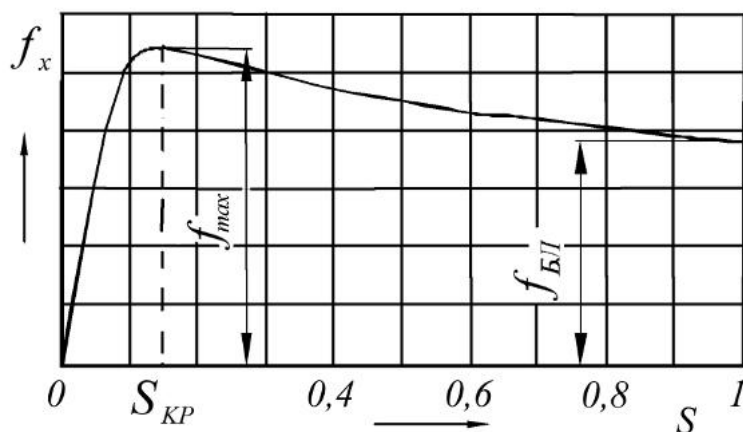


Рис. 1.9. Примерный вид « $f - S$ диаграммы»: f_{max} — максимальное реализуемое сцепление; $f_{БЛ}$ — коэффициент трения шины о дорогу при блокировании колеса; S_{KP} — проскальзывание колеса, соответствующее максимальному реализуемому сцеплению (критическое проскальзывание)

Согласно исследованиям Н. Расејка, функция f_x представляется как аппроксимирующая эмпирическая зависимость вида:

$$f_x = D_0 \cdot \sin(C \cdot \arctan(B_s \cdot s^* - E \cdot (B_s \cdot s^* - \arctan(B_s \cdot s^*)))) + S_v, \quad (1.12)$$

где C — коэффициент, определяющий вид « $f - S$ диаграммы» (выбирается в пределах $2 \div 2,5$);

D_0 — коэффициент, определяющий значение максимума реализуемого сцепления $D = f_{max}$;

B_s — коэффициент, определяющий критическое проскальзывание колеса S_{KP} , выбирается в пределах $5 \div 10$;

E — коэффициент, определяющий коэффициент трения шины о поверхность в момент блокирования колеса ($0,95 \div 1,05$);

S_v — вертикальное смещение « $f - S$ диаграммы».

s^* — продольное проскальзывание колеса с учетом смещения начала « $f - S$ диаграммы»:

$$s^* = S + S_h,$$

где S_h — горизонтальное смещение « $f - S$ диаграммы».

Зависимость Burckhardt [76]. Это вторая по распространенности зависимость, используемая для описания изменения реализуемого сцепления в зависимости от проскальзывания. Она представлена экспоненциальной зависимостью вида:

$$f_x = (A_1 \cdot (1 - e^{-A_2 \cdot S}) - A_3 \cdot S) \cdot e^{-A_4 \cdot S \cdot V_x}, \quad (1.13)$$

где A_1 – коэффициент, равный максимуму кривой « $f - S$ диаграммы»:

$$A_1 = f_{max};$$

A_2 – коэффициент, определяющий форму « $f - S$ диаграммы»:

$$A_2 \cdot e^{A_2 \cdot S_{KP}} = \frac{A_3 \cdot 1000}{A_1};$$

A_3 – коэффициент, который учитывает падение реализуемого сцепления от максимума до коэффициента трения шины о поверхность в момент блокирования колеса:

$$A_3 = f_{max} - f_{БЛ};$$

A_4 – коэффициент, характеризующий влажность окружающей среды (принимается равным 0,02...0,04).

Зависимость Denny [59]. Mark Denny – известный немецкий исследователь – предложил использовать для описания « $f - S$ диаграммы» модифицированную модель авторов U. Kiencke и A. Daiss. Предложенная им зависимость имеет вид:

$$f_x = \frac{a_0 \cdot S}{b_0 + c_0 \cdot S + S^2}, \quad (1.14)$$

где a_0, b_0, c_0 – коэффициенты, зависящие от f_{max} , $f_{БЛ}$ и критического проскальзывания S_{KP} , которые можно определить при помощи зависимостей:

$$\begin{cases} a_0 = \frac{f_{max} \cdot f_{БЛ} \cdot (1 - S_{KP})^2}{f_{max} - f_{БЛ}} \\ b_0 = S_{KP}^2 \\ c_0 = \frac{f_{БЛ} \cdot (1 + S_{KP})^2 - 2 \cdot S_{KP} \cdot f_{max}}{f_{max} - f_{БЛ}} \end{cases}$$

Зависимость «Парабол». В работе [77] для описания « $f - S$ диаграммы» при моделировании динамики торможения транспортного средства с системами автоматического регулирования предлагается использовать зависимость, построенную на основе уравнений парабол:

$$f_x = \begin{cases} a_1 \cdot S^2 + b_1 \cdot S & , \quad \text{при } S \leq S_{KP} \\ a_2 \cdot S^2 + b_2 \cdot S + c_1, & \text{при } S > S_{KP}. \end{cases} \quad (1.15)$$

Для определения коэффициентов a_1 , b_1 , a_2 , b_2 и c_1 необходимо решение системы уравнений (1.16), приведенной ниже:

$$\begin{cases} a_1 = \frac{S_{KP} \cdot d_0 - f_{max}}{S_{KP}^2} \\ b_1 = \frac{2 \cdot f_{max} - d_0 \cdot S_{KP}}{S_{KP}} \\ c_1 = \frac{S_{KP}^2(f_{БЛ} + d_1) - S_{KP}(2 \cdot f_{max} + d_1) + f_{max}}{S_{KP}^2 - 2 \cdot S_{KP} + 1} \\ a_2 = \frac{S_{KP} \cdot d_1 - f_{max} + c_1}{S_{KP}^2} \\ b_2 = \frac{2 \cdot (f_{max} - c_1) - d_1 \cdot S_{KP}}{S_{KP}}. \end{cases} \quad (1.16)$$

Таким образом, задаваясь коэффициентом трения при полностью заблокированных колесах $f_{БЛ}$, максимальным реализуемым сцеплением f_{max} , критическим проскальзыванием S_{KP} и величинами прогиба парабол (первой $d_0 = -0,5 \div 0,1$ и второй $d_1 = -0,5 \div 0$ ветви), можно определить характер изменения функции f_x при моделировании процессов протекающих во времени.

Коэффициент трения $f_{БЛ}$ шины о дорогу при полностью заблокированном колесе, как показывают исследования Ракляра А.М. [78], проведенные на полигоне НАМИ, существенно зависит от скорости движения транспортного средства и практически не зависит от давления в шине и нагрузки на шину. В своей работе Ракляр А.М. предложил для описания характера изменения коэффициента трения шины о дорогу, при полностью заблокированном колесе, зависимость вида:

$$f_{БЛ} = \varphi_0 \cdot e^{\left(-d \cdot \sqrt[3]{3,6 \cdot V_x}\right)}. \quad (1.17)$$

Предложенная Ракляром А.М. зависимость позволяет описать изменение коэффициента трения, как диагональных, так и радиальных шин о дорогу с точностью до 10%.

Структура формулы (1.17) такова, что в ней параметр φ_0 характеризует величину коэффициента трения при скорости, близкой к нулю, а параметр d характеризует быстроту падения коэффициента трения от скорости движения транспортного средства.

Приведенные Ракляром А.М. данные о изменении φ_0 и d для сухих и мокрых некоторых поверхностей представлены в табл. 1.1.

Значения φ_0 и d согласно исследованиям дорог автополигона НАМИ

Шины	Тип дороги	φ_0	d
Диагональные	Сухой асфальт	$1,096 \pm 0,051$	$0,116 \pm 0,014$
	Мокрый асфальт	$0,857 \pm 0,007$	$0,141 \pm 0,007$
	Сухой бетон	$1,054 \pm 0,064$	$0,108 \pm 0,013$
	Мокрый бетон	$0,906 \pm 0,024$	$0,160 \pm 0,012$
	Сухая брусчатка	$1,217 \pm 0,050$	$0,143 \pm 0,090$
	Мокрая брусчатка	$0,655 \pm 0,014$	$0,286 \pm 0,013$
Радиальные	Сухой асфальт	$1,134 \pm 0,056$	$0,171 \pm 0,008$
	Мокрый асфальт	$0,898 \pm 0,021$	$0,155 \pm 0,007$
	Сухой бетон	$1,003 \pm 0,046$	$0,139 \pm 0,013$
	Мокрый бетон	$0,883 \pm 0,027$	$0,155 \pm 0,015$
	Сухая брусчатка	$1,249 \pm 0,064$	$0,131 \pm 0,070$
	Мокрая брусчатка	$0,619 \pm 0,049$	$0,225 \pm 0,020$

Сравнение зависимостей (1.12), (1.13), (1.14) и (1.15) с экспериментальными данными показало, что зависимость *Racejka'89* и зависимость «Парабол», которые описывают реализуемое сцепление от величины проскальзывания S , более универсальны и могут быть настроены под любой вид « $f - S$ диаграммы», полученной в результате блокирования колеса (рис. 1.10).

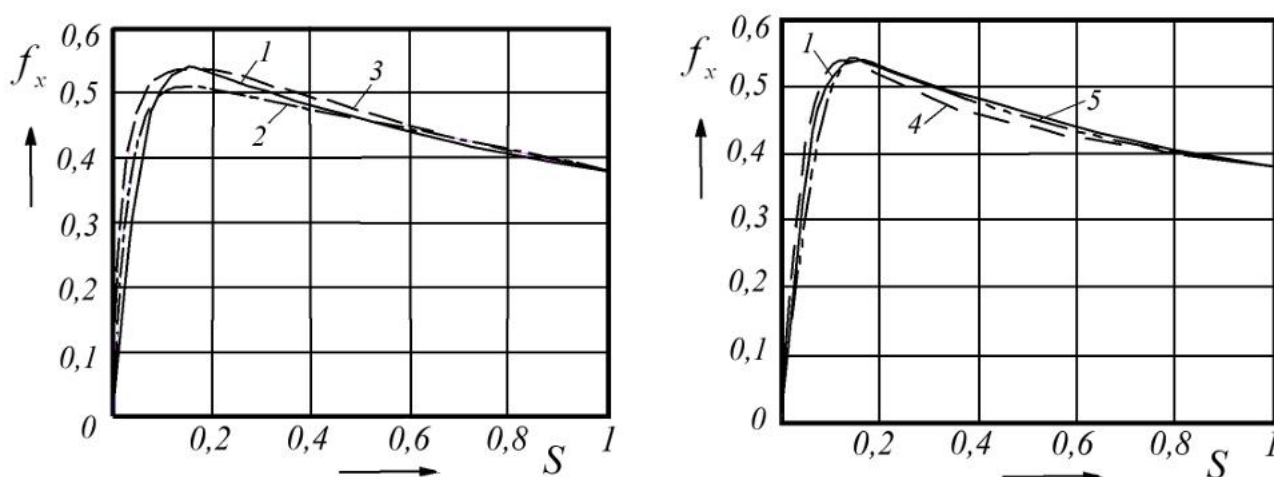


Рис. 1.10. Сравнение зависимостей, описывающих « $f - S$ диаграмму»:
 1 – экспериментально полученная кривая; 2 – зависимость *Burckhardt*;
 3 – зависимость *Denny*; 4 – зависимость *Racejka'89*;
 5 – зависимость «Парабол»

Относительное отклонение кривых, построенных по представленным математическим зависимостям от экспериментальной кривой, для удобства анализа сведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Относительное отклонение значений Δf_{max} и ΔS_{KP}

Зависимость	Δf_{max}	ΔS_{KP}
<i>Denny</i>	< 1 %	5 %
<i>Burckhardt</i>	5 %	8 %
<i>Pacejka'89</i>	< 1 %	2 %
«Парабол»	< 1 %	< 1 %

Реализуемое сцепление в стендовых условиях определялось в соответствии с выражением вида [33]:

$$f_x = \frac{M_{TOP} - I_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}}{P_z \cdot r_d}, \quad (1.18)$$

где $\frac{d\omega}{dt}$ — угловое ускорение колеса, полученное при помощи датчика АДЮИ.40711.003М4, c^{-2} ;

I_k — момент инерции колеса, $кг \cdot м^2$.

Перед испытаниями все датчики были протарированы на образцовых установках в лабораториях кафедры автомобилей и кафедры мостов, конструкций и строительной механики Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ).

Экспериментальная кривая реализуемого сцепления f_x на рис. 1.10 была получена при следующих начальных условиях: усилие прижатия колеса к беговому барабану 25000 Н; начальная скорость торможения 60 км/ч; давление в шине 0,65 МПа; максимальное давление в тормозной камере 0,8 МПа; время срабатывания тормозного крана 0,18 с; время наполнения тормозной камеры от 0 до 0,8 МПа – 0,5 с.

Тормозной момент фиксировался датчиком *LPX* – 10000 на длине рычага 0,72 м, который жестко связан с опорами тормозных колодок. Вертикальная нагрузка на колесо (усилие прижатия колеса к барабану) определялась при помощи датчика давления *MPX5999D*, расположенного в корпусе нагрузочного цилиндра большого инерционного стенда ХНАДУ (давление имеет пропорциональную связь с усилием на штоке нагрузочного цилиндра).

Параметры инерционного стенда ХНАДУ: динамический радиус автомобильного колеса $r_d \approx 0,485$ м; тормозная камера тип 20; радиус металлического бегового барабана $r_b \approx 0,48$ м; момент инерции массы стенда $I_b \approx 780$ кг·м²; момент инерции колеса $I_k \approx 16$ кг·м².

Анализ литературных источников [36, 72, 77, 79–82] показал, что на одной и той же поверхности максимальное реализуемое сцепление шины является непостоянной величиной и может изменяться в широких пределах в зависимости от сочетания различных эксплуатационных факторов.

Основными эксплуатационными факторами, которые влияют на максимальное реализуемое сцепление, является: начальная скорость торможения транспортного средства и нагрузка, приходящаяся на колесо. В процессе торможения транспортного средства они являются непостоянными величинами, что усложняет исследования явлений, протекающих в пятне контакта шины с опорной поверхностью.

Исследования влияния эксплуатационных факторов (начальной скорости торможения $V_{\text{д}}$; хода штока тормозной камеры h ; дросселя, установленного перед тормозной камерой D ; нагрузки приходящейся на колесо N) на экстремальную область « $f - S$ диаграммы» (область вблизи максимума реализуемого сцепления), при помощи факторного стендового эксперимента, качения автомобильного колеса, оборудованного шиной 11.00-R20, по металлическому беговому барабану, с эффективностью приближенной к максимальной [83], показывает непостоянство f_{max} даже на однородной поверхности. В связи с этим моделирование динамики движения транспортного средства, оборудованного системой автоматического регулирования, например АБС, необходимо выполнять с учетом изменения f_{max} (см. раздел 4.2.2), что позволит оценить на стадии проектирования системы автоматического регулирования тормозного усилия ее влияние на динамику торможения транспортного средства в различных нагрузочных, скоростных и сцепных условиях движения транспортного средства.

Результаты экспериментальных исследований, опубликованные в работе [83] (табл. 1.3), позволили получить уравнения регрессии (1.19) и (1.20), которые, с достаточной точностью описывают достигнутое установившееся замедление ($j_{\text{уст}}$) инерционного стенда при различном сочетании факторов, а также достигнутое критическое проскальзывание ($S_{\text{кр}}$) при качении эластичного колеса по металлическому барабану с эффективностью близкой к максимальной.

План-матрица и результаты факторного эксперимента

№	Факторы				Отклики, их обозначения и величины					
	h , мм	V_H , км/ч	M , Н	D , мм	t_4 , с	f_{max}	S_{KP} , %	$j_{уст}$, м/с ²	M_{TOP}^{CP} , Н·м	P_{TK} , кПа
1	40	20	8800	8	1,45	1,668	30	4,38	6192	565
2	40	20	8800	1	2,15	1,451	20	3,81	6781	770
3	20	20	25500	8	1,24	0,716	25	5,45	7360	600
4	20	60	8800	4,5	4,4	1,409	17	3,7	5403	550
5	40	60	8800	8	4,5	1,222	18	3,21	5309	525
6	20	20	17150	1	1,7	0,865	16	4,43	7950	760
7	40	20	25500	8	1,32	0,652	30	4,96	7350	645
8	40	60	25500	1	4,5	0,591	22	4,5	6860	700
9	20	60	25500	1	4	0,604	20	4,6	6780	710
10	40	60	25500	8	4,17	0,447	20	3,4	6170	610
11	30	20	8800	4,5	1,7	1,321	17	3,47	5180	520
12	20	60	17150	8	3,8	0,776	20	3,97	6400	595
13	40	20	25500	1	2,2	0,64	23	4,87	7035	770
14	30	60	8800	1	4,9	1,588	22	4,17	5910	550
15	40	60	17150	1	4,85	0,787	715	4,03	6216	690
16	20	20	8800	8	1,68	1,47	18	3,86	5160	480
17	20	40	25500	4,5	2,25	0,608	26	4,63	7675	670
18	20	60	8800	1	4,7	1,527	20	4,01	5815	610
19	30	20	25500	1	1,85	0,595	23	4,53	8476	800
20	20	60	25500	8	3,55	0,486	23	3,7	6663	585
21	20	40	8800	8	2,8	1,66	25	4,36	5860	530
22	20	20	8800	1	1,65	1,854	18	4,87	8476	790
23	40	20	17150	4,5	1,5	0,889	22	4,55	6216	635
24	30	40	17150	8	2,5	0,969	23	4,96	6557	580
25	40	40	8800	1	3,45	1,652	25	4,34	6898	690

$$\begin{aligned}
j_{уст} = & 1,85 + 0,1 \cdot V_H + 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot N - \\
& - D \cdot (0,12 + 0,0033 \cdot V_H - 0,029 \cdot D) - \\
& - 10^{-3} \cdot (1,28 \cdot V_H^2 + 2,3 \cdot 10^{-6} \cdot N^2);
\end{aligned} \tag{1.19}$$

$$\begin{aligned}
S_{KP} = & -2,7 - 0,7 \cdot D - 9 \cdot 10^{-4} \cdot N + 0,2 \cdot D^2 + \\
& + V_H \cdot (1,22 - 0,018 \cdot D) - 0,0117 \cdot V_H + \\
& + h \cdot (0,45 - 0,009 \cdot V_H) + 3 \cdot 10^{-8} \cdot N^2.
\end{aligned} \tag{1.20}$$

Основываясь на экспериментальных исследованиях, приведенных в табл. 1.3, было получено уравнение регрессии (1.21) [83], описывающее изменение максимального реализуемого сцепления (f_{max}) в зависимости от сочетания основных эксплуатационных факторов с погрешностью, не превышающей в среднем 6 %. Погрешность увеличивается с уменьшением начальной скорости торможения. Полином справедлив при взаимодействии шины с опорной поверхностью, коэффициент трения которой равен $f_{БЛ} = 0,35 \div 0,45$.

$$\begin{aligned} f_{max} = & 2,55 - 0,027 \cdot h + 0,034 \cdot V_{\text{н}} - 1,346 \cdot 10^{-4} \cdot N - \\ & - h \cdot (9,8 \cdot 10^{-5} \cdot V_{\text{н}} - 2,85 \cdot 10^{-7} \cdot N) + \\ & + 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot D + 4,85 \cdot 10^{-8} \cdot V_{\text{н}} \cdot N - \\ & - D \cdot (6,2 \cdot 10^{-4} \cdot V_{\text{н}} - 8,36 \cdot 10^{-7} \cdot N + 0,11175) + \\ & + 10^{-4} \cdot (3,4 \cdot h^2 - 4,1 \cdot V_{\text{н}}^2 + 105 \cdot D^2 + 0,000021 \cdot N^2). \end{aligned} \quad (1.21)$$

Следует отметить, что максимальное реализуемое сцепление (f_{max}) не всегда можно приравнять к коэффициенту торможения (z_{max}). В большинстве случаев соблюдается неравенство:

$$j_{уст} = z_{max} \cdot g \neq f_{max} \cdot g. \quad (1.22)$$

В уравнении (1.22) коэффициент торможения (z_{max}) является функцией от максимального реализуемого сцепления (f_{max}). Для инерционного стенда, на котором проводился факторный эксперимент, функция коэффициента торможения (z_{max}) имеет вид:

$$z_{max} = \frac{f_{max} \cdot N \cdot r_d \cdot r_b}{I_b \cdot g}. \quad (1.23)$$

Анализ результатов, приведенных в табл. 1.3, показал, что тормозной момент на 21 % зависит от начальной скорости торможения ТС; на 20 % зависит от нагрузки, приходящейся на колесо; на 10 % зависит от хода штока тормозной камеры; на 7 % зависит от дросселя, установленного перед тормозной камерой на удалении 0,4 м.

Анализ изменения f_{max} при различном сочетании факторов показал, что максимальное реализуемое сцепление увеличивается с уменьшением нагрузки на колесо и начальной скорости торможения. Уменьшение дросселя перед тормозной камерой способствует более эффективному затормаживанию колеса. Уменьшение хода штока тормозной камеры оказывает негативное влияние на работу системы автоматического регулирования тормозного усилия.

2 ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ОБОРУДОВАННЫХ СИСТЕМАМИ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНОГО УСИЛИЯ

Динамика торможения является одним из наиболее важных конструктивных и эксплуатационных свойств транспортного средства. Широкое внедрение электронных систем управления, постоянное совершенствование конструкции пневматических аппаратов привода вызывает необходимость в совершенствовании методов расчета динамики торможения транспортных средств, в различных сцепных условиях движения, на основе расчетных методов определения переходных процессов, протекающих в тормозном приводе, оборудованном системами автоматического регулирования тормозного усилия.

2.1 Исследование динамики торможения транспортного средства с системами автоматического регулирования при прямолинейном движении

Необходимость рассмотрения динамики торможения транспортного средства с системами автоматического регулирования объясняется особенностями работы тормозного привода, поскольку именно быстрое действие последнего обеспечивает безопасность движения при торможении. При создании транспортного средства конструкторы рассчитывают тормозное управление таким образом, чтобы оно обеспечивало максимальное замедление в хороших сцепных условиях движения. Но в эксплуатации транспортное средство находится в хороших сцепных условиях не продолжительный период времени (весенне-летний и летне-осенний периоды), остальное время оно эксплуатируется в плохих дорожных и климатических условиях, и чрезмерная величина тормозного усилия может привести к возникновению заноса и, как следствие, к снижению безопасности дорожного движения.

Занос, как явление, наиболее вероятен при возникновении скорости перпендикулярной плоскости заднего колеса, при этом автомобилю сообщается угловая скорость относительно мгновенного центра пово-

рота транспортного средства. На характер заноса влияют такие факторы как: распределение веса по осям, скорость движения, поворот управляемых колес, величина тягового или тормозного усилия, характер и свойства дороги, а также действия водителя в конкретной дорожной обстановке.

Анализ устойчивости движения транспортного средства с системами автоматического регулирования, приводимый ниже, определяет объективные параметры, позволяющие оценить влияние САР тормозного усилия при испытаниях в различных условиях движения ТС [3].

С точки зрения безопасности объективными параметрами можно считать следующие: скорость центра тяжести транспортного средства, угловую скорость и ускорение относительно мгновенного центра поворота, боковое ускорение тормозных осей и, как следствие предыдущих параметров, смещение и поворот транспортного средства относительно первоначальной траектории движения за время торможения.

Таким образом, задачи исследования сводятся к двум типам: исследование движения транспортного средства без систем автоматического регулирования и исследование движения с применением таких систем. Следует отметить, что экспериментальные исследования предусматривают фиксирование и запись некоторых выше перечисленных параметров, что дает возможность сопоставить результаты экспериментальных исследований с теоретическими выводами, полученными в этом разделе монографии.

2.1.1 Динамика торможения транспортного средства без систем автоматического регулирования

Рассмотрим часто встречающийся в эксплуатации процесс торможения исследуемого транспортного средства в условиях нарастающего тормозного момента и прямолинейного движения, при этом последнее является неустойчивым из-за воздействия внешних возмущений, а развитие заноса связано с переходными процессами блокирования. Активные силы, в результате действия которых вызывается боковое скольжение заторможенных колес, в дальнейшем будем считать возмущающими воздействиями (возмущениями). На рис. 2.1 представлена схема сил и моментов, действующих на транспортное средство после блокирования колес передней и задней оси.

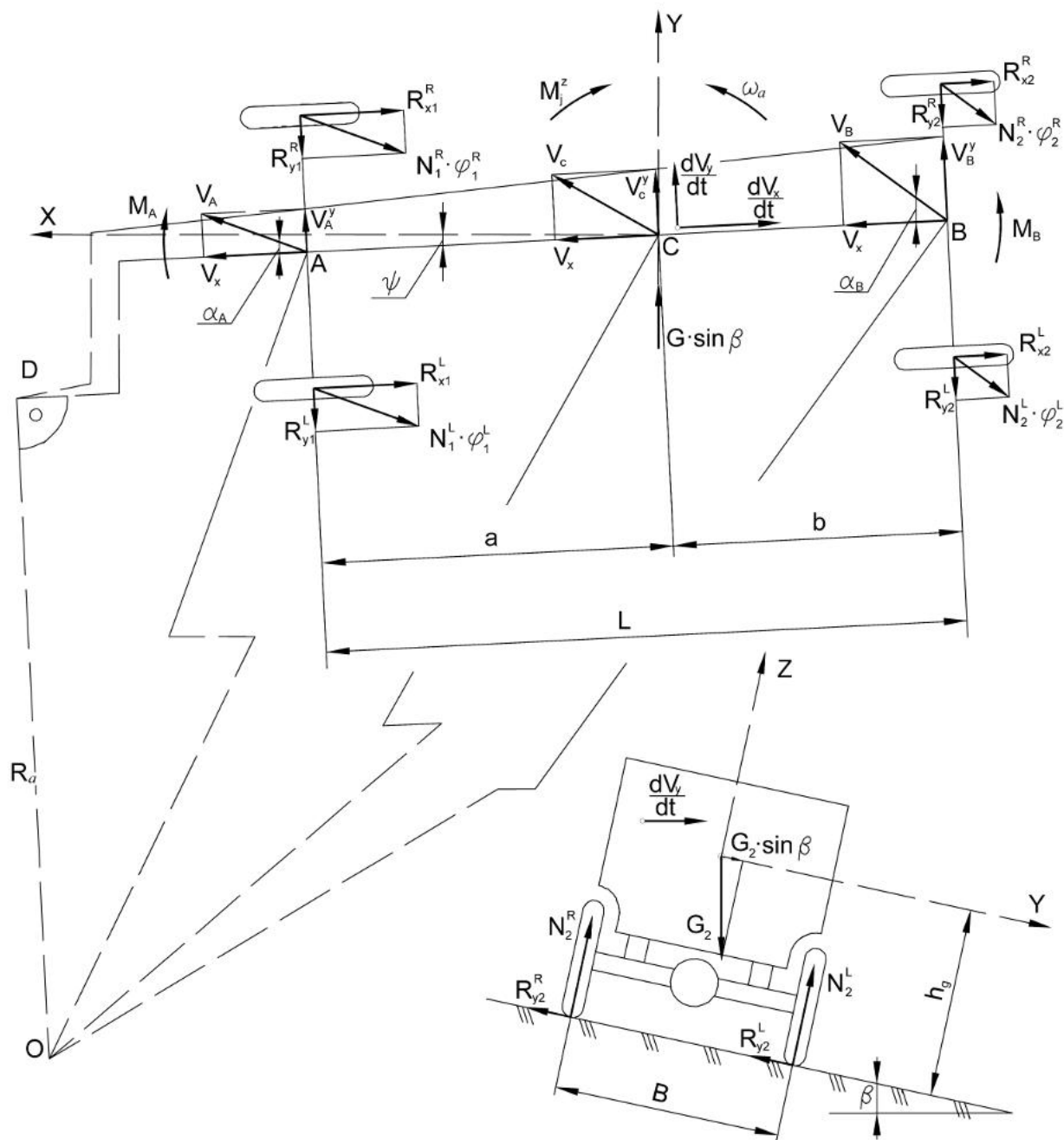


Рис. 2.1. Схема сил и моментов, действующих на автомобиль

При выводе уравнений движения транспортного средства без систем автоматического регулирования сделаны следующие допущения:

- радиус инерции автомобиля $\rho^2 \approx a \cdot b$;
- изменение высоты центра тяжести h_g транспортного средства вследствие крена кузова не учитывается;
- жесткость передней и задней подвески одинаковы;
- поворачивающий момент в плоскости дороги, возникающий из-за различия коэффициента сопротивления качению при перераспределении вертикальных нагрузок, не учитывается.

Ось абсцисс на рис. 2.1 системы координат ХУ совпадает с начальной, прямолинейной траекторией движения транспортного средства перед началом торможения.

Внешние возмущения, а именно уклон дороги и поворачивающие моменты (M_A и M_B), возникающие из-за неравенства реализуемых тормозных сил между колесами одной оси, совместно с начальной скоростью торможения (V_R) определяют начальные условия заноса.

До начала блокирования колес транспортного средства реакция на передних и задних тормозящих колесах определяется уклоном дороги согласно уравнениям (2.1) и (2.2) в соответствии с принятой схемой, которая изображена на рис. 2.1 :

$$R_{y1}^R + R_{y1}^L = \sum R_{y1} = \frac{G \cdot b \cdot \sin \beta}{L}, \quad (2.1)$$

$$R_{y2}^R + R_{y2}^L = \sum R_{y2} = \frac{G \cdot a \cdot \sin \beta}{L}. \quad (2.2)$$

Бокового скольжения задней и передней оси не произойдет, если в момент блокирования колес выполняются условия:

$$\sum R_{yi}^2 \leq (N_i^R \cdot f_{xi}^R + N_i^L \cdot f_{xi}^L)^2 - (P_{\text{ж}i}^R + P_{\text{ж}i}^L)^2,$$

$$\sum R_{y2}^2 \leq (N_2^R \cdot f_{x2}^R + N_2^L \cdot f_{x2}^L)^2 - (P_{\text{ж}2}^R + P_{\text{ж}2}^L)^2,$$

где f_{xi}^R и f_{xi}^L — соответственно реализуемые сцепления на правом и левом колесах i -й оси.

Определение динамических вертикальных нагрузок на колесах соответствующих осей проиллюстрируем схемами на рис. 2.1 и 2.2. При этом учтем перераспределение нагрузок между осями, вызванное инерционной силой P_{jx} , и перераспределение нагрузок, вызванное поперечным уклоном дороги, а также инерционной силой P_{jy} .

В соответствии со схемой на рис. 2.1 запишем:

$$N_2^R = N_2 \cdot \left(\frac{B \cdot \cos \beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin \beta}{2 \cdot B} \right) - \frac{P_{jy} \cdot a}{L} \cdot \left(\frac{2 \cdot h_g \cdot \cos \beta + B \cdot \sin \beta}{2 \cdot B} \right); \quad (2.3)$$

$$N_2^L = N_2 - N_2^R. \quad (2.4)$$

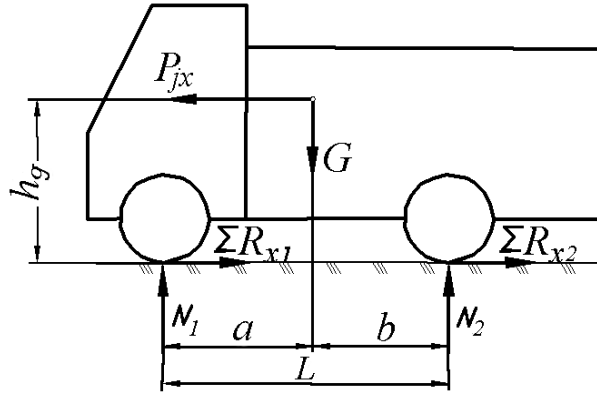


Рис. 2.2. Схема сил, которые действуют в продольной плоскости на транспортное средство во время торможения

Аналогично для передней оси запишем:

$$N_1^R = N_1 \cdot \left(\frac{B \cdot \cos \beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin \beta}{2 \cdot B} \right) - \frac{P_{jy} \cdot b}{L} \cdot \left(\frac{2 \cdot h_g \cdot \cos \beta + B \cdot \sin \beta}{2 \cdot B} \right); \quad (2.5)$$

$$N_1^L = N_1 - N_1^R. \quad (2.6)$$

Из уравнений статического равновесия автомобиля относительно осей, которые проходят через середины контактов передних и задних колес с дорогой, согласно схеме на рис. 2.2, не сложно определить нормальные реакции N_1 и N_2 с учетом действия силы P_{jx} :

$$N_2 = \frac{m}{L} \cdot (a \cdot g - j_x \cdot h_g); \quad (2.7)$$

$$N_1 = \frac{m}{L} \cdot (b \cdot g + j_x \cdot h_g), \quad (2.8)$$

где m — масса транспортного средства, кг;

j_x — замедление транспортного средства, м/с^2 .

Если разрешить уравнения (2.3) и (2.5) относительно инерционных сил P_{jx} и P_{jy} с учетом уравнений (2.7) и (2.8), получим:

$$N_2^R = \frac{m}{2 \cdot L \cdot B} \cdot \left((a \cdot g - j_x \cdot h_g) \cdot (B \cdot \cos \beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin \beta) - \left(V_x \cdot \omega_a - a \cdot \frac{d\omega_a}{dt} \right) \cdot a \cdot (2 \cdot h_g \cdot \cos \beta + B \cdot \sin \beta) \right); \quad (2.9)$$

$$N_1^R = \frac{m}{2 \cdot L \cdot B} \cdot \left((b \cdot g + j_x \cdot h_g) \cdot (B \cdot \cos \beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin \beta) - \left(V_x \cdot \omega_a - a \cdot \frac{d\omega_a}{dt} \right) \cdot b \cdot (2 \cdot h_g \cdot \cos \beta + B \cdot \sin \beta) \right). \quad (2.10)$$

Возникновение поворачивающих моментов M_A и M_B при торможении может быть объяснено неравенством коэффициентов сцепления под левыми и правыми колесами, неравенством вертикальных нагрузок, состоянием рисунка протектора или отличием давлений в шине. Начальная величина поворачивающего момента на задней и передней оси может быть определена из схемы на рис. 2.1, очевидно, что:

$$M_A = \frac{B}{2} \cdot (R_{x1}^L - R_{x1}^R); \quad (2.11)$$

$$M_B = \frac{B}{2} \cdot (R_{x2}^L - R_{x2}^R). \quad (2.12)$$

Из схемы на рис. 2.1 определим зависимости продольных и боковых сил:

$$\begin{cases} R_{x1}^L = N_1^L \cdot f_{x1}^L \cdot \cos \alpha_A \\ R_{x1}^R = N_1^R \cdot f_{x1}^R \cdot \cos \alpha_A \\ R_{x2}^L = N_2^L \cdot f_{x2}^L \cdot \cos \alpha_B \\ R_{x2}^R = N_2^R \cdot f_{x2}^R \cdot \cos \alpha_B \end{cases}; \quad (2.13)$$

$$\begin{cases} R_{y1}^L = N_1^L \cdot f_{x1}^L \cdot \sin \alpha_A \\ R_{y1}^R = N_1^R \cdot f_{x1}^R \cdot \sin \alpha_A \\ R_{y2}^L = N_2^L \cdot f_{x2}^L \cdot \sin \alpha_B \\ R_{y2}^R = N_2^R \cdot f_{x2}^R \cdot \sin \alpha_B \end{cases}. \quad (2.14)$$

С учетом выражений (2.13) уравнения (2.11) и (2.12) примут вид:

$$M_A = \frac{B}{2} \cdot (N_1^L \cdot f_{x1}^L - N_1^R \cdot f_{x1}^R) \cdot \cos \alpha_A; \quad (2.15)$$

$$M_B = \frac{B}{2} \cdot (N_2^L \cdot f_{x2}^L - N_2^R \cdot f_{x2}^R) \cdot \cos \alpha_B. \quad (2.16)$$

Углы увода $\alpha_A = f(t)$ и $\alpha_B = f(t)$ можно определить из отношения боковой скорости к продольной [68], соответственно для передней и задней оси уравнения (2.15) и (2.16) примут вид:

$$M_A = \frac{B \cdot V_x \cdot (N_1^L \cdot f_{x1}^L - N_1^R \cdot f_{x1}^R)}{2 \cdot \sqrt{V_x^2 + (V_{cy} - a \cdot \omega_a)^2}}; \quad (2.17)$$

$$M_B = \frac{B \cdot V_x \cdot (N_2^L \cdot f_{x2}^L - N_2^R \cdot f_{x2}^R)}{2 \cdot \sqrt{V_x^2 + (V_{cy} + b \cdot \omega_a)^2}}. \quad (2.18)$$

Используя закон движения центра тяжести системы и закон моментов относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести транспортного средства, можно определить его траекторию движения при всех заблокированных колесах, используя три функции времени:

$$Y_0 = Y_0(t); \quad X_0 = X_0(t); \quad \psi_0 = \psi_0(t).$$

Пренебрегая сопротивлением воздуха, запишем систему уравнений относительно центра тяжести транспортного средства в неподвижной системе координат Y с учетом уравнений динамики движения транспортного средства, предложенных Певзнером Я.М. в своей работе [68]:

$$\left\{ \begin{array}{l} | -j_x | = z \cdot g \cdot \cos \psi - V_{cy} \cdot \omega_a \\ j_y = \frac{(N_1^L \cdot f_{x1}^L + N_1^R \cdot f_{x1}^R) \cdot (V_{cy} - a \cdot \omega_a)}{m \cdot \sqrt{V_x^2 + (V_{cy} - a \cdot \omega_a)^2}} \cdot \sin \psi + \\ + \frac{(N_2^L \cdot f_{x2}^L + N_2^R \cdot f_{x2}^R) \cdot (V_{cy} + b \cdot \omega_a)}{m \cdot \sqrt{V_x^2 + (V_{cy} + b \cdot \omega_a)^2}} \cdot \sin \psi - V_x \cdot \omega_a \\ \frac{d\omega_a}{dt} = \frac{(N_1^L \cdot f_{x1}^L + N_1^R \cdot f_{x1}^R) \cdot (2 \cdot \rho^2 \cdot (V_{cy} - a \cdot \omega_a) - V_x \cdot B \cdot b)}{2 \cdot m \cdot b \cdot \rho^2 \cdot \sqrt{V_x^2 + (V_{cy} - a \cdot \omega_a)^2}} - \\ - \frac{(N_2^L \cdot f_{x2}^L + N_2^R \cdot f_{x2}^R) \cdot (2 \cdot \rho^2 \cdot (V_{cy} + b \cdot \omega_a) - V_x \cdot B \cdot a)}{2 \cdot m \cdot a \cdot \rho^2 \cdot \sqrt{V_x^2 + (V_{cy} + b \cdot \omega_a)^2}} \end{array} \right. \quad (2.19)$$

Коэффициент торможения z является функцией от реализуемых сцеплений колес и может быть определен при помощи зависимости:

$$z = \frac{(2 \cdot B \cdot C_2 + \frac{C_3 \cdot C_4}{g}) \cdot ((f_{x1}^L + f_{ci}^L) \cdot b + (f_{x2}^L + f_{c2}^L) \cdot a) + (C_1 - \frac{C_3 \cdot C_4}{g}) \cdot ((f_{x1}^R + f_{ci}^R) \cdot b + (f_{x2}^R + f_{c2}^R) \cdot a)}{2 \cdot B \cdot L - h_g \cdot (2 \cdot B \cdot C_2 \cdot ((f_{x1}^L + f_{ci}^L) - (f_{x2}^L + f_{c2}^L)) + C_1 \cdot ((f_{x1}^R + f_{ci}^R) - (f_{x2}^R + f_{c2}^R)))}, \quad (2.20)$$

где f_{ci}^R и f_{ci}^L — соответственно коэффициенты сопротивления качения на правом и левом колесах i -й оси.

При отключении одного из контуров на соответствующих колесах не будут реализовываться сцепления, а коэффициент торможения будет определяться только коэффициентами сопротивления качения всех колес и реализуемыми сцеплениями тормозящих колес. Уравнение (2.20) получено для двухосного транспортного средства.

Коэффициенты C_1 , C_2 , C_3 и C_4 в уравнении (2.20) определяются при помощи выражений (2.9) и (2.10), в конечном виде они примут следующий вид:

$$\begin{cases} C_1 = B \cdot \cos \beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin \beta \\ C_2 = 1 - \frac{C_1}{2 \cdot B} \\ C_3 = 2 \cdot h_g \cdot \cos \beta + B \cdot \sin \beta \\ C_4 = V_x \cdot \omega_a - a \cdot \frac{d\omega_a}{dt} \end{cases} \quad (2.21)$$

Совместное решение системы дифференциальных уравнений (2.19) с уравнениями (2.9), (2.19) и (2.21) позволяет найти зависимости $V_x = f(t)$, $V_{cy} = f(t)$ и $\omega_a = f(t)$, а их последующее интегрирование — определить траекторию движения при торможении транспортного средства и оценить его курсовую устойчивость. Однако, в действительности, на динамической стадии пневматического тормозного привода колеса подводятся к блоку не одновременно, таким образом, уравнение моментов относительно центра масс при начальной стадии заноса не будет иметь силы.

На динамической стадии пневматического тормозного привода в пятне контакта шин с дорогой реализуются различные тормозные силы, которые создают поворачивающие моменты M_A и M_B относительно колеса, находящегося в наилучших сцепных условиях, поэтому уравнение моментов в системе дифференциальных уравнений (2.19) может изменять свой вид.

2.1.2 Особенности взаимодействия автомобильного колеса с опорной поверхностью

Фундаментальной характеристикой сцепных свойств автомобильного колеса является зависимость реализуемого сцепления f_x в функции от проскальзывания колеса S :

$$f_x = f(S).$$

Известно [33], что реализуемое сцепление f_x представляет собой отношение максимальной реализуемой тормозной силы на катящемся колесе $R_{x_i \max}^j$ к нормальной нагрузке N_i^j , при этом оно зависит от свойств шины, опорной поверхности и начальной скорости торможения транспортного средства. Описанием $f_x - S$ диаграмм занималось значительное количество исследователей [59, 75, 76, 84–86], которые с

учетом различных факторов получили зависимости, описывающие их характер. В разделе 1.3.4 данной монографии приведен анализ наиболее часто используемых зависимостей.

Воспользовавшись одним из уравнений (1.12), (1.13), (1.14) или (1.15), несложно определить значение реализуемого сцепления при проскальзывании колеса относительно опорной поверхности в соответствующий момент времени моделирования динамики торможения ТС.

Тангенс наклона восходящей ветви кривой реализуемого сцепления в значительной степени зависит от тангенциальной эластичности шины, при различных скоростях движения транспортного средства и нагрузках приходящихся на колесо [65], а отношение $\frac{f_{max}}{f_{бл}}$ характеризует потенциальную возможность повышения или снижения интенсивности торможения [82], которая в некоторых случаях может достигать 30—50 %, в зависимости от состояния дорожной поверхности [82, 87] и условий нагружения колеса [18, 81].

Проскальзывание колеса относительно опорной поверхности можно определить из выражения [33], зная скорость движения транспортного средства:

$$S = \frac{V_x - \omega_{ki}^j \cdot r_d}{V_x}. \quad (2.22)$$

Опытным путем установлено [88], что в зависимости от типа и состояния дорожной поверхности, критическое проскальзывание ($S_{кр}$) изменяется в узких пределах 10 ÷ 30 %.

Для получения угловой скорости, при моделировании динамики затормаживания автомобильного колеса, в выражении (2.22) необходимо определить замедление колеса ω_{ki}^j . Согласно общепринятой расчетной схеме качения автомобильного колеса (рис. 1.8), замедление можно определить, составив уравнение равновесия колеса относительно центра его вращения:

$$M_{ТОР} + M_f + I_k \frac{d\omega_{ki}^j}{dt} - R_x \cdot r_d = 0. \quad (2.23)$$

Переписав уравнение равновесия и выразив угловое замедление через силовые параметры с учетом уравнений (2.4), (2.6)— (2.10), (2.20) и (2.21) для двухосного транспортного средства, получим систему уравнений следующего вида:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega_{k1}^L}{dt} = - \frac{2 \cdot L \cdot B \cdot M_{TOP1}^L - r_d \cdot m \cdot (f_{x1}^L + f_{c1}^L) \cdot (2 \cdot B \cdot C_2 \cdot g \cdot (b + h_g \cdot z) + b \cdot C_3 \cdot C_4)}{2 \cdot L \cdot B \cdot I_k} \\ \frac{d\omega_{k1}^R}{dt} = - \frac{2 \cdot L \cdot B \cdot M_{TOP1}^R - r_d \cdot m \cdot (f_{x1}^R + f_{c1}^R) \cdot (C_1 \cdot g \cdot (b + h_g \cdot z) - b \cdot C_3 \cdot C_4)}{2 \cdot L \cdot B \cdot I_k} \\ \frac{d\omega_{k2}^L}{dt} = - \frac{2 \cdot L \cdot B \cdot M_{TOP2}^L - r_d \cdot m \cdot (f_{x2}^L + f_{c2}^L) \cdot (2 \cdot B \cdot C_2 \cdot g \cdot (a - h_g \cdot z) + a \cdot C_3 \cdot C_4)}{2 \cdot L \cdot B \cdot I_k} \\ \frac{d\omega_{k2}^R}{dt} = - \frac{2 \cdot L \cdot B \cdot M_{TOP2}^R - r_d \cdot m \cdot (f_{x2}^R + f_{c2}^R) \cdot (C_1 \cdot g \cdot (a - h_g \cdot z) - a \cdot C_3 \cdot C_4)}{2 \cdot L \cdot B \cdot I_k} \end{array} \right. \quad (2.24)$$

Проинтегрировав уравнения (2.24), можно определить для каждого из колес двухосного транспортного средства угловую скорость при соответствующих величинах тормозного момента, нагрузки, реализуемого сцепления, коэффициента сопротивления качения и коэффициента торможения в каждый момент времени моделирования.

2.1.3 Особенности моделирования систем автоматического регулирования

Системы автоматического регулирования как часть пневматического тормозного привода управляют процессами наполнения и опорожнения ДЕ-звеньев (тормозных камер), а поскольку последние связаны непосредственно с тормозными механизмами то, по сути, такие системы управляют процессом торможения. В тормозном режиме процесс торможения колеса начинается при увеличении подведенного тормозного момента, соответственно при достижении предельного значения момента по сцеплению колесо начинает работать в неустойчивой зоне, и элементы протектора скользят относительно опорной поверхности с разной скоростью скольжения на отдельных участках пятна контакта, в результате колесо блокируется, а момент по сцеплению падает в следствие снижения реализуемого сцепления [88–90]. Известно, что часть подведенного тормозного момента в этом случае расходуется на преодоление инерционного момента колеса M_{jk} , который пропорционально зависит от его углового замедления:

$$M_{jk} = -I_k \frac{d\omega_{ki}^j}{dt}.$$

Исходя из кинематических параметров, угловое замедление колеса имеет вид [88]:

$$-\frac{d\omega_{ki}^j}{dt} = \frac{1}{r_d} \cdot \left(| -j_x | (1 - S) - V_x \cdot \frac{dS}{dt} \right).$$

Таким образом, угловое замедление колеса зависит не только от величины тормозного момента, но и от проскальзывания S , скорости торможения автомобиля V_x и скорости проскальзывания $\frac{dS}{dt}$.

При исследовании динамики торможения автомобильного колеса установлено [87], что блокирование колеса длится $0,05 \div 0,1$ с, при этом в широкой печати не публикуется информация относительно времени нарастания проскальзывания от 0 до S_{KP} , хотя именно оно определяет параметры систем автоматического регулирования (скорость срабатывания её компонентов и элементов). Очевидно, что чем выше темп наполнения тормозной камеры, тем интенсивнее будет нарастать проскальзывание, что приведет к неизбежному блокированию колеса, а значит и к более частому срабатыванию модуляторов систем автоматического регулирования тормозного усилия, что повлияет на долговечность тормозной системы в целом.

При работе систем автоматического регулирования корректируется величина максимального приводного усилия, а значит, такие физические параметры, как ускорение колеса, скорость проскальзывания и проскальзывание, будут изменяться с течением времени торможения при постоянном подведенном тормозном моменте, что хорошо видно на экспериментальной осциллограмме (рис. 2.3).

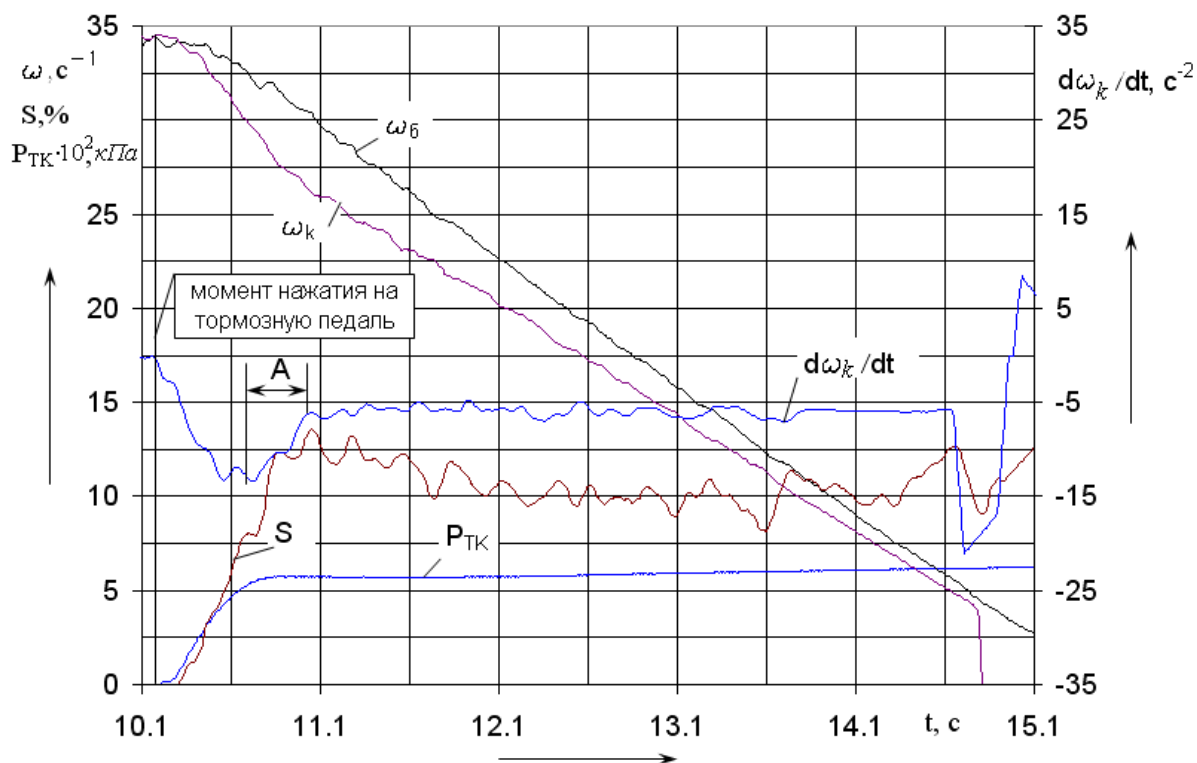


Рис. 2.3. Экспериментальная осциллограмма качения колеса на пределе блокирования при постоянном давлении в тормозной камере тип 20

При увеличении давления в приводе угловое ускорение колеса $\frac{d\omega_{ki}^j}{dt}$ сначала растет (по абсолютной величине), а значит, растет и инерционный момент, затем, в случае срабатывания САР, которая ограничивает давление в тормозной системе, угловое ускорение колеса снижается до установившейся величины при постоянном давлении в тормозной камере $P_{TK} = const$, а проскальзывание достигает своего максимального значения. Падение углового ускорения при начальной скорости торможения 60 км/ч после того, как давление в тормозной камере установилось, длится 0,2 – 0,3 с (участок А на рис. 2.3), что в несколько раз больше времени вхождения колеса в блок $\approx 0,1$ с. При постоянном угловом ускорении колеса проскальзывание снижается на 20 % в результате чего снижается эффективность торможения транспортного средства по сравнению с минимальной теоретической величиной. Из рис. 2.3 следует, что постоянное поддержание критического проскальзывания при постоянном давлении в тормозной камере невозможно, так как время перехода на установившийся режим качения колеса на 60 % выше времени вхождения колеса в блок.

Для устранения этого явления следует в процессе торможения с течением времени повышать давление в тормозных камерах (рис. 2.4).

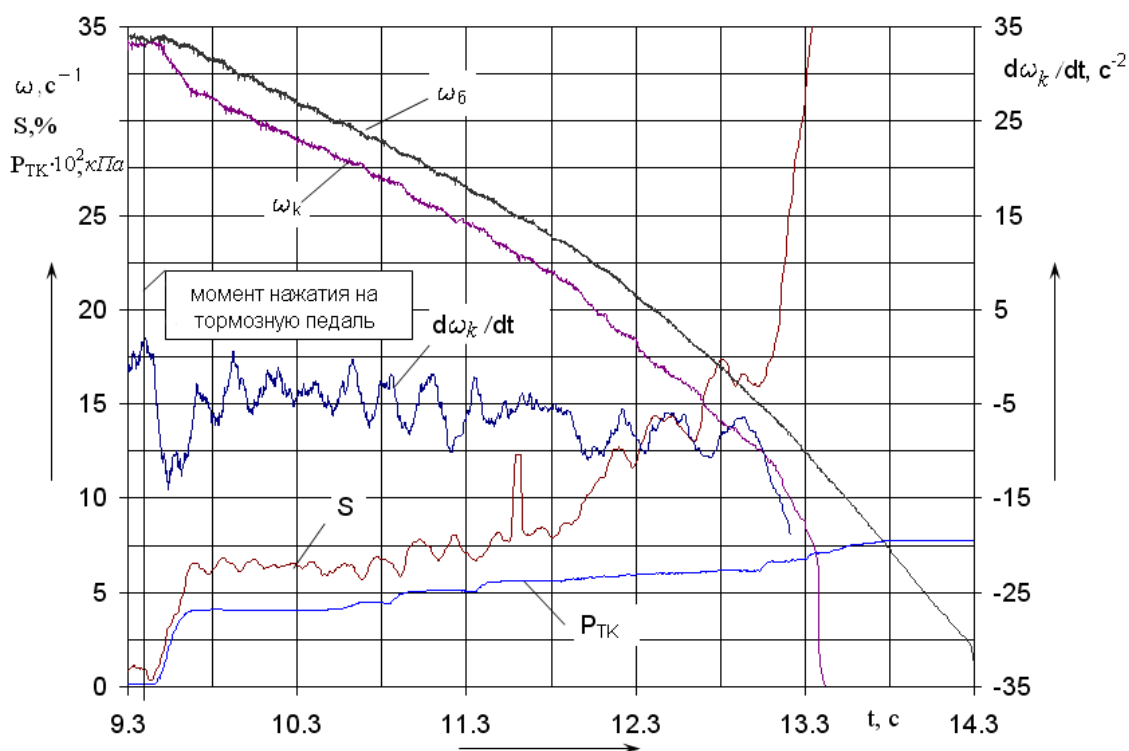


Рис. 2.4. Экспериментальная осциллограмма качения колеса при плавном регулировании давления в тормозной камере тип 20 модулятором электронно-пневматической тормозной системы

Из зависимостей на рис. 2.4 видно, что плавное увеличение давления в процессе регулирования после перехода углового замедления колеса в установившийся режим, существенно повышает эффективность торможения, и при этом не расходуется рабочее тело (воздух) системой автоматического регулирования. Надо полагать, что за время снижения инерционного момента, при постоянном давлении в тормозной камере, момент по сцеплению прекращает интенсивно нарастать, и реализуется стабильная тормозная сила, дальнейшее плавное увеличение давления приводит к росту тормозной силы и не влияет на блокирование колеса [79]. Таким образом, часть подводимого тормозного момента, который расходовался на преодоление инерционного момента, будет расходоваться на преодоление момента по сцеплению (рис. 2.4).

Анализ приведенных экспериментальных данных показал, что для того, чтобы системы автоматического регулирования обеспечили наивысшую эффективность и сохранили долговечность элементов тормозной системы, необходимо растягивать процесс наполнения тормозной камеры по времени в процессе регулирования тормозного усилия системой автоматического регулирования, что будет положительно влиять на динамику торможения транспортного средства и не снизит эффективности процесса торможения в целом.

Для моделирования таких переходных процессов при работе системы автоматического регулирования, в рамках системного подхода проектирования САР, был написан программный модуль, который позволяет изменять интенсивность наполнения тормозной камеры в зависимости от величины проскальзывания шины относительно опорной поверхности (рис. 2.5).

В основу модели САР положен алгоритм, представленный на рис. 2.6.

В процессе моделирования работы САР выполняется ряд условий, которые позволяют отсекают давление на выходе модулятора при наполнении и опорожнении элементов привода и осуществлять регулирование рабочего процесса как при помощи двух фаз («наполнение» и «выпуск»), так и с использованием трех фаз («наполнение», «выдержка», «выпуск»). Данный принцип моделирования является универсальным для любого типа модуляторов, так как при моделировании пользователь имеет возможность задавать длительность всех трех фаз (длительность фазы наполнения $T[1]$, длительность фазы выдержки при наполнении $T[2]$, длительность фазы опорожнения $T[3]$, длительность фазы выдержки при опорожнении $T[4]$). Если пользователь задаст фазу

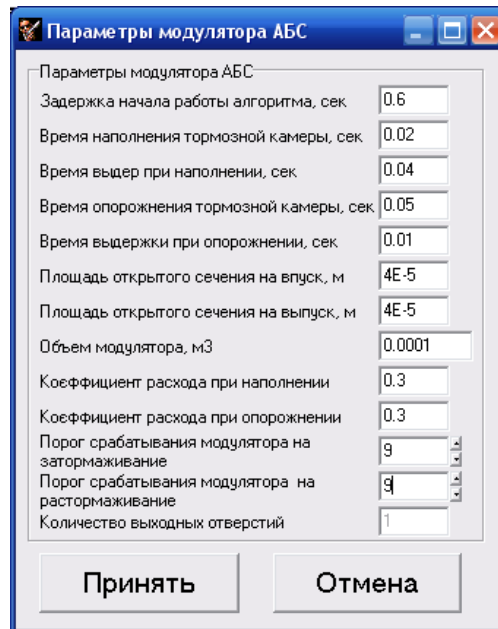


Рис. 2.5. Интерфейс универсального программного модуля формирования управляющих команд и параметров системы автоматического регулирования тормозного усилия

```

if ( $t < T[0]$ )      – задержка начала работы модуляторов
  switch  $T$ ;        – запуск счетчика времени выполнения фаз
  if ( $S < S_{кр}$ )    – сравнение текущего проскальзывания с критическим
    if ( $T \leq T[1]$ )
      выполнить наполнение
    else if ( $T[1] < T \leq T[1] + T[2]$ )
      выполнить выдержку давления
    else
      обнулить счетчик
  else ( $S \geq S_{кр}$ ) – сравнение текущего проскальзывания с критическим
    if ( $T \leq T[3]$ )
      выполнить опорожнение
    else if ( $T[3] < T \leq T[3] + T[4]$ )
      выполнить выдержку давления
    else
      обнулить счетчик
  
```

Рис. 2.6. Алгоритм работы модуляторов САР при моделировании переходных процессов пневматического тормозного привода

выдержки равной нулю, модель будет работать в режиме двухфазного регулирования рабочего процесса в пневматическом тормозном приводе транспортного средства.

Модель модулятора системы автоматического регулирования представляет собой ДЕ-звено пневматического тормозного привода, которое имеет три отверстия и полость. Схема модулятора САР тормозного усилия изображена на рис. 2.7.

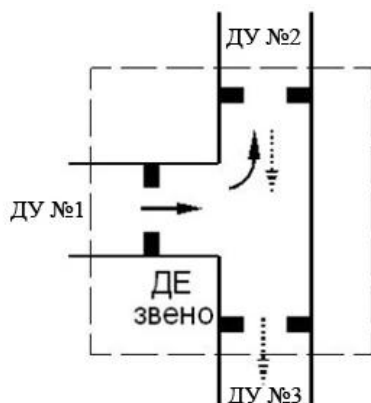


Рис. 2.7. Схема модулятора системы автоматического регулирования:
 №1 – условный диаметр на входе в модулятор; №2 – условный диаметр на выходе из модулятора (связан тормозной камерой); №3 – условный диаметр на выходе из модулятора (связан с атмосферой)

Уравнения для описания переходных процессов в модуляторе системы автоматического регулирования тормозного усилия приведены в разделе 2.1.4.

2.1.4 Уравнения динамики пневматического тормозного привода автобуса МАЗ-256200

Анализ различных конструкций пневматических тормозных приводов [35, 37, 39, 43, 46, 56, 62, 91–101] позволил определить наиболее часто встречающиеся элементы и отдельные ветви привода (рис. 2.8). На основании этих элементов и отдельных ветвей не сложно составить математическую модель типовых веток, соответствующих контурам пневматического тормозного привода транспортного средства.

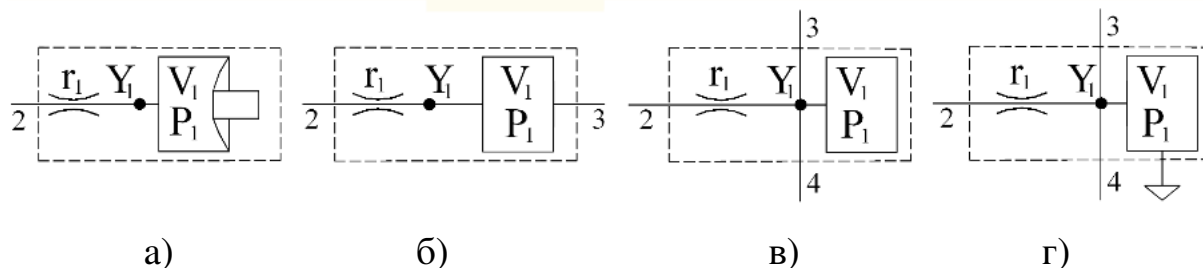


Рис. 2.8. Элементы и разветвления пневматического тормозного привода:
 а) тормозная камера; б) трубопровод; в) разветвление; г) пневматический аппарат; 1 – индекс ДЕ-звена; 2 – вход в ДЕ-звено; 3 и 4 – выходы из ДЕ-звена; Y – расчетный узел; r – проходное сечение дросселирующего отверстия в ДЕ-звене; V – объем ДЕ-звена; P – давление в ДЕ-звене.

Составим такую математическую модель на примере двухосного автобуса МАЗ-256200 с ускорительным клапаном в заднем контуре и индивидуальными модуляторами АБС (рис. 2.9 и 2.10).

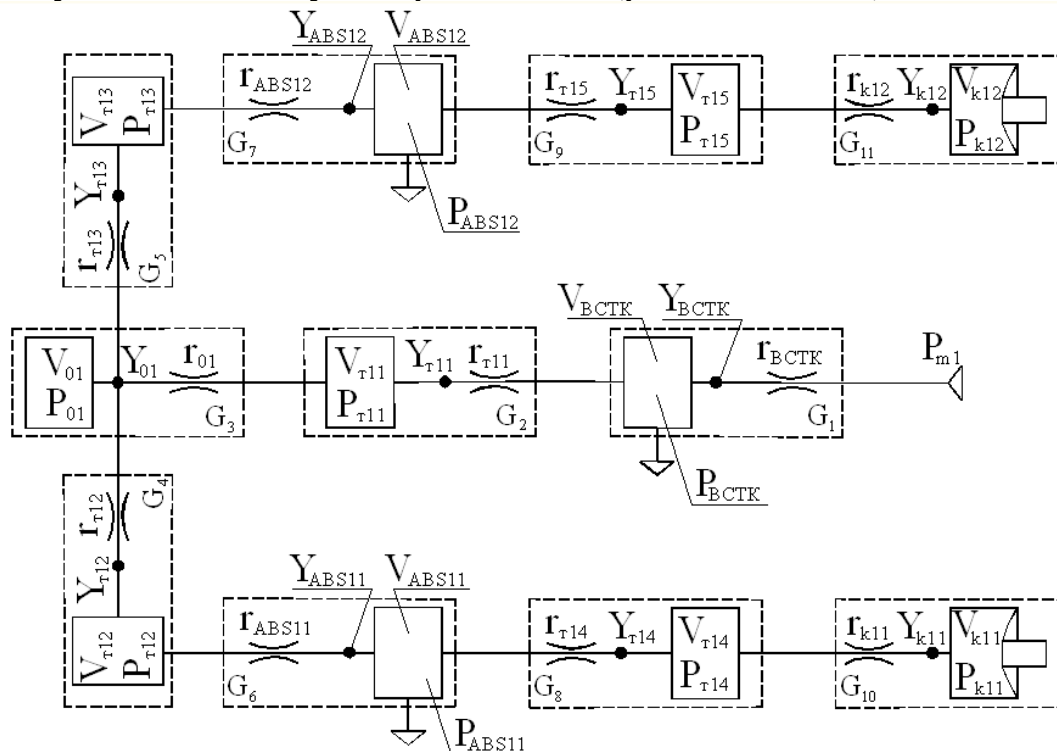


Рис. 2.9. Модель переднего контура пневматического тормозного привода автобуса МАЗ-256200 с индивидуальными модуляторами АБС

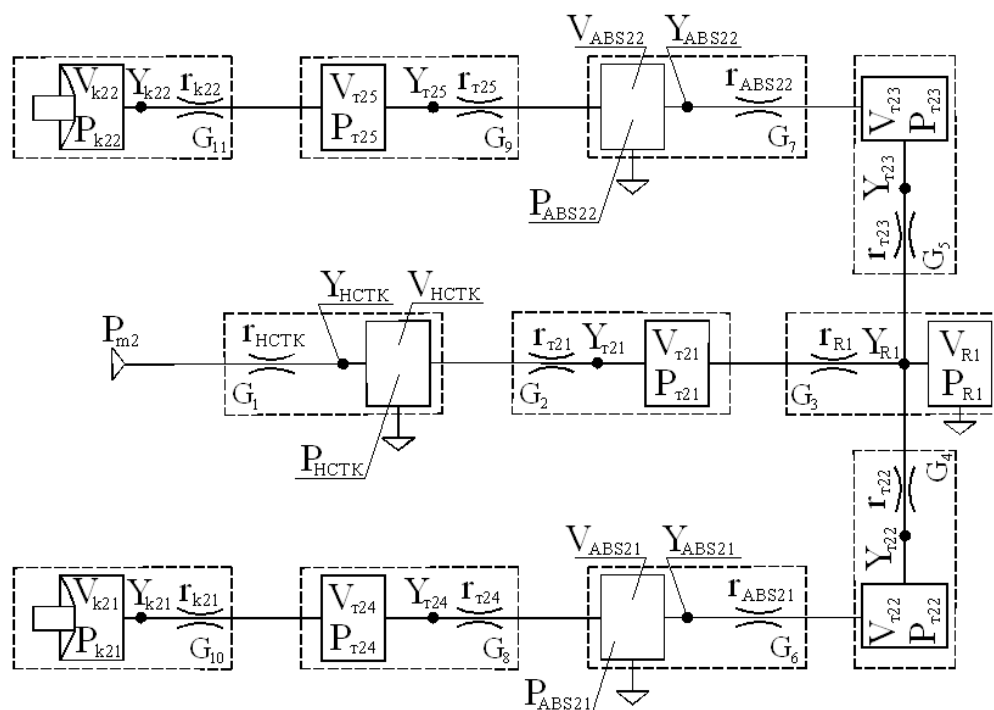


Рис. 2.10. Модель заднего контура пневматического тормозного привода автобуса МАЗ-256200 с индивидуальными модуляторами АБС

Соответственно на рис. 2.9 и рис. 2.10 индексы обозначают: ВСТК и НСТК – верхнюю и нижнюю секцию тормозного крана; t_{ij} – j -ю трубку i -го контура привода; ABS_{ij} – j -й модулятор АБС i -го контура; ij – j -е разветвление i -го контура; R_{ij} – j -й ускорительный клапан i -го контура; k_{ij} – j -ю тормозную камеру i -го контура; m_i – ресивер i -го контура.

На основе моделей типовых веток переднего и заднего контуров с учетом антиблокировочной системы и ускорительного клапана запишем дифференциальные уравнения, описывающие динамику изменения давления в режиме наполнения ДЕ-звеньев привода:

передний контур

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dp_{ВСТК}}{dt} &= \frac{(G_1 - G_2 - G_3) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{ВСТК}} \\ \frac{dp_{T11}}{dt} &= \frac{(G_2 - G_3) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T11}} \\ \frac{dp_{01}}{dt} &= \frac{(G_3 - G_4 - G_5) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{01}} \\ \frac{dp_{T12}}{dt} &= \frac{(G_4 - G_6) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T12}} \\ \frac{dp_{T13}}{dt} &= \frac{(G_5 - G_7) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T13}} \\ \frac{dp_{ABS11}}{dt} &= X_m \left(\frac{(G_6 - G_8 - G_{10}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{ABS11}} \right) \\ \frac{dp_{ABS12}}{dt} &= X_m \left(\frac{(G_7 - G_9 - G_{11}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{ABS12}} \right) \\ \frac{dp_{T14}}{dt} &= X_m \left(\frac{(G_8 - G_{10}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T14}} \right) \\ \frac{dp_{T15}}{dt} &= X_m \left(\frac{(G_9 - G_{11}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T15}} \right) \\ \frac{dp_{K11}}{dt} &= X_m \left(\frac{G_{10} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{K11}} \right) \\ \frac{dp_{K12}}{dt} &= X_m \left(\frac{G_{11} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{K12}} \right) \end{aligned} \right.$$

задний контур

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dp_{НСТК}}{dt} &= \frac{(G_1 - G_2 - G_3) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{НСТК}} \\ \frac{dp_{T21}}{dt} &= \frac{(G_2 - G_3) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T21}} \\ \frac{dp_{R21_1}}{dt} &= \frac{G_3 \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{R21_1}} \\ \frac{dp_{R21_2}}{dt} &= \frac{(G_4 - G_5 - G_6) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{R21_2}} \\ \frac{dp_{T22}}{dt} &= \frac{(G_5 - G_7) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T22}} \\ \frac{dp_{T23}}{dt} &= \frac{(G_6 - G_8) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T23}} \\ \frac{dp_{ABS21}}{dt} &= X_m \left(\frac{(G_7 - G_9 - G_{11}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{ABS21}} \right) \\ \frac{dp_{ABS22}}{dt} &= X_m \left(\frac{(G_8 - G_{10} - G_{12}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{ABS22}} \right) \\ \frac{dp_{T24}}{dt} &= X_m \left(\frac{(G_9 - G_{11}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T24}} \right) \\ \frac{dp_{T25}}{dt} &= X_m \left(\frac{(G_{10} - G_{12}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{T25}} \right) \\ \frac{dp_{K21}}{dt} &= X_m \left(\frac{G_{11} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{K21}} \right) \\ \frac{dp_{K22}}{dt} &= X_m \left(\frac{G_{12} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{K22}} \right) \end{aligned} \right.$$

В зависимости от фазы регулирования параметр X_m может иметь три режима (наполнение/выдержка/опорожнение). Этот параметр имитирует работу модулятора САР в процессе моделирования динамики торможения транспортного средства. Соответственно режимам параметр X_m может иметь следующие значения: $X_m = +1$ режим наполнения, $X_m = 0$ режим выдержки и $X_m = -1$ режим опорожнения.

При условии, когда $X_m = 0$, давление в модуляторе должно быть приравнено к давлению на предыдущем шаге расчета в соответствии с алгоритмом, который приведен на рис. 2.6.

Решение дифференциальных уравнений методом Эйлера с переменным шагом по времени позволяет определить изменение давления в тормозной камере при наполнении и опорожнении пневматического тормозного привода, оборудованного ускорительным клапаном и индивидуальными АБС модуляторами.

Особенностью математических моделей является применение универсальной модели модулятора давления, управление которым осуществляется переменным входным сигналом, получаемым от модели динамического изменения состояния качения затормаживаемого колеса.

При срабатывании модели модулятора давления часть привода до модулятора не опорожняется, таким образом, к модулятору подводится давление контура, что дает возможность оценить влияние систем автоматического регулирования на процессы, протекающие в исполнительной части пневматического тормозного привода (тормозной камере).

2.2 Методика оценки эффективности и безопасности процесса торможения транспортного средства при проектировании тормозного управления

На территории Украины, при сертификации АБС, их эффективность предписано оценивать коэффициентом использования силы сцепления (ε). Этот коэффициент показывает на сколько процентов АБС использует сцепные свойства шины. В работе [102] А.Б. Гредескул отмечает, что эффективность торможения ТС необходимо оценивать тормозным путем и установившимся замедлением, поскольку именно они являются показателями, на основе которых можно оценить безопасность торможения транспортного средства.

Для того, чтобы определить тормозной путь ТС с системами автоматического регулирования тормозного усилия, воспользуемся предложенным в работе [103] уравнением энергетического баланса:

$$\Delta E \pm \Delta P = A_T + A_{Tp} + A_f + A_\varphi + A_w, \quad (2.25)$$

где ΔE — изменение кинетической энергии транспортного средства;

ΔP — изменение потенциальной энергии транспортного средства;

A_T — работа сил трения в тормозных механизмах;
 $A_{тр}$ — работа сил трения в агрегатах трансмиссии;
 A_f — работа сил сопротивления качения шины;
 A_{φ} — работа сил трения скольжения в контакте шин с дорогой;
 A_w — работа силы сопротивления воздуха.

Если пренебречь работой сил трения в агрегатах трансмиссии, работой сопротивления качения и работой сопротивления воздуха, выражение (2.25) примет вид:

$$\Delta E \pm \Delta P = A_T + A_{\varphi}. \quad (2.26)$$

При экстренном торможении с отсоединенным двигателем, если пренебречь падением скорости во время начального нарастания общей тормозной силы, с изменением скорости транспортного средства от $V_{\text{н}}$ до полной остановки, кинетическая энергия (E), которая поглощается за время одного такого торможения, будет равна [103]:

$$E = \Delta E = \frac{\delta_a \cdot G \cdot V_{\text{н}}^2}{2 \cdot g}, \quad (2.27)$$

где δ_a — коэффициент учета вращающихся масс, который можно определить при помощи зависимости:

$$\delta_a = 1 + \frac{g \cdot \Sigma I_k}{G \cdot r_{\text{д}}^2}.$$

Полагая, что динамический радиус колес равен статическому ($r_{\text{д}} \approx r_{\text{ст}}$), воспользуемся полиномами, предложенными в работе [104] для определения момента инерции. Для большинства автомобильных колес в сборе с шиной, статические радиусы которых находятся в пределах $0,271 \div 0,575$ м, запишем:

– при статическом радиусе, входящем в диапазон $0,271 \div 0,4$ м:

$$I_k = 9,196 - 74 \cdot r_{\text{ст}} + 154 \cdot r_{\text{ст}}^2;$$

– при статическом радиусе, входящем в диапазон $0,4 \div 0,575$ м:

$$I_k = 92 - 473 \cdot r_{\text{ст}} + 636 \cdot r_{\text{ст}}^2.$$

Изменение потенциальной энергии транспортного средства во время движения на подъем ($-\Delta P$) или спуск ($+\Delta P$) определяется как:

$$\pm \Delta P = G \cdot \sin \alpha \cdot S_T, \quad (2.28)$$

где α – угол наклона дороги в продольном направлении;

S_T – тормозной путь, м.

При торможении на горизонтальном участке дороги $\Delta P = 0$.

Сумму работ, которые входят в равенство (2.26), можно определить как произведение какой либо силы на перемещение, на протяжении которого действовала эта сила.

При работе систем автоматического регулирования тормозного усилия, с увеличением проскальзывания (S) затормаживаемых колес, работа A_T будет уменьшаться, а работа сил трения скольжения шин транспортного средства по дорожной поверхности A_φ – увеличиваться. В случае, когда проскальзывание будет равняться 1, работа A_T будет равна нулю, и будет выполняться только работа A_φ .

Работу сил трения в тормозных механизмах, при работе САР, можно определить по формуле [103]:

$$A_T = \sum_{i=1}^n \frac{M_{TOPi}^j}{r_d} \cdot (1 - S_i) \cdot S_T, \quad (2.29)$$

где S_i – среднее проскальзывание на i -м колесе.

Работу сил трения скольжения в контакте шин с опорной поверхностью с учетом перераспределения веса на каждое колесо можно описать следующей зависимостью:

$$A_\varphi = \sum_{i=1}^n \left(N_i^j \cdot f_{xi}^j \right) \cdot \cos \psi \cdot S_T. \quad (2.30)$$

Тормозную силу на i -том колесе при работе системы автоматического регулирования тормозного усилия можно определить при помощи ниже приведенной зависимости (2.31), если не учитывать составляющую ускорения, обусловленную темпом увеличения проскальзывания S_i , и считать, что САР поддерживает средний тормозной момент, который соответствует грани блокирования [33]:

$$N_i^j \cdot f_{xi}^j = \frac{M_{TOPi}^j}{r_d} - \frac{I_k \cdot (1 - S_i) \cdot | - j_x |}{r_d^2}, \quad (2.31)$$

где $| - j_x |$ – среднее линейное замедление на установившейся стадии торможения транспортного средства, м/с²:

Подставив зависимости (2.27), (2.28), (2.29), (2.30) и (2.31) в уравнение энергетического баланса (2.26), выразим тормозной путь, который пройдет транспортное средство от начала до конца процесса торможения:

$$S_T = \frac{0,5 \cdot \delta_a \cdot m \cdot V_{\text{н}}^2}{\sum_{i=1}^n \frac{M_{TOPi}^j}{r_d} \cdot (1 - S_i + \cos \psi) - \sum_{i=1}^n \frac{V_{\text{н}} \cdot I_k \cdot (1 - S_i) \cdot \cos \psi}{r_d^2 \cdot t_{top}} \mp G \cdot \sin \alpha}. \quad (2.32)$$

В выражении (2.32) знак «–» перед разностью $G \cdot \sin \alpha$ используется при движении транспортного средства на спуск, а знак «+», если он движется на подъем.

Из уравнения (2.32) можно увидеть, что САР повышает работу сил трения в тормозном механизме, в результате чего повышается работа сил трения в контакте шин с опорной поверхностью и реализуется большее сцепление, что в свою очередь приводит к увеличению замедления транспортного средства, и, как следствие, повышению его эффективности торможения.

Поскольку при помощи выражения (2.32) можно определить только тормозной путь, который проедет транспортное средство под воздействием системы автоматического регулирования за время торможения t_{top} , то к выражению необходимо добавить тормозной путь, который пройдет транспортное средство за время нарастания замедления $t_{\text{н}}$, считая движение транспортного средства равнозамедленным, за время реакции водителя t_p и за время запаздывания срабатывания привода t_3 , для того, чтобы определить полный остановочный путь транспортного средства. Таким образом, полный остановочный путь транспортного средства можно определить при помощи зависимости:

$$S_{OCT} = V_{\text{н}} \cdot (t_p + t_3 + 0,5 \cdot t_{\text{н}}) + S_T. \quad (2.33)$$

Выражение в знаменателе в скобках, без учета $\mp G \cdot \sin \alpha$, приведенное в уравнении (2.32), это не что иное, как некая средняя реализуемая сила, которую можно назвать полной средней реализуемой силой торможения при работе системы автоматического регулирования:

$$P_T^{cp} = \sum_{i=1}^n \frac{M_{TOPi}^j}{r_d} \cdot (1 - S_i + \cos \psi) - \sum_{i=1}^n \frac{V_{\text{н}} \cdot I_k \cdot (1 - S_i) \cdot \cos \psi}{r_d^2 \cdot t_{top}}. \quad (2.34)$$

При проскальзывании, которое соответствует грани блокирования, величина инерционного момента является незначительной, поэтому ею можно пренебречь, в этом случае средний реализуемый момент между шиной и опорной поверхностью будет равным среднему подведенному тормозному моменту.

В работе [105] автор отмечает, что средняя реализуемая тормозная сила, при работе САР, может быть определена при помощи выражения:

$$P_T^{cp} = \delta_a \cdot G \cdot \varphi_{cp} \cdot \varepsilon. \quad (2.35)$$

Если учесть выражения (1.3), (2.34), (2.35) и (2.68), то уравнение (2.33), при торможении транспортного средства с системой автоматического регулирования, примет вид:

$$S_{OCT} = V_{\text{н}} \cdot (t_p + t_z + 0,5 \cdot t_{\text{н}}) + \frac{0,5 \cdot \delta_a \cdot t_{\text{н}}^{45-15} \cdot V_{\text{н}}^2}{8,33 \cdot \delta_a \mp g \cdot t_{\text{н}}^{45-15} \cdot \sin \alpha}, \quad (2.36)$$

где $t_{\text{н}}^{45-15}$ – время установившегося торможения транспортного средства в диапазоне скоростей от 45 до 15 км/ч с включенной системой автоматического регулирования тормозного усилия.

Выражение (2.36) может быть использовано только при начальных скоростях торможения выше 50 км/ч.

Если выразить выражение (2.33) через φ_{cp} и ε для соответствующих условий торможения транспортного средства и его состояния загрузки, то оно может быть представлено в виде:

$$S_{OCT} = V_{\text{н}} \cdot (t_p + t_z + 0,5 \cdot t_{\text{н}}) + \frac{0,5 \cdot \delta_a \cdot V_{\text{н}}^2}{\delta_a \cdot g \cdot \varphi_{cp} \cdot \varepsilon \mp g \cdot \sin \alpha}. \quad (2.37)$$

Значения φ_{cp} и ε могут быть получены путем моделирования динамики торможения транспортного средства, при этом экспериментальную величину φ_{cp} необходимо принять равной максимальному коэффициенту торможения транспортного средства (z_{max}) в данных условиях торможения с отключенной системой автоматического регулирования при качении его колес с максимальной эффективностью без блокирования.

2.2.1 Методика расчета тормозных механизмов

В основу методики расчета тормозных механизмов с пневматическим приводом положен функциональный расчет барабанного тормоза, предложенный в работе [106], и метод расчета дискового тормоза с пневматической тормозной камерой [94, 107, 108].

При выборе параметров барабанных тормозных механизмов для АТС следует соблюдать следующие рекомендации: угол охвата тормозной накладки β_0 необходимо выбирать в диапазоне $110^\circ \div 135^\circ$, а угол смещения биссектрисы угла охвата накладки ψ_c в диапазоне $10^\circ \div 20^\circ$; при неизвестном материале тормозной накладки следует принимать минимальный коэффициент трения μ_{min} равный 0,35; длина тормозной накладки L_n не должна превышать величины $2,4 \cdot r_{tb}$, а радиус барабана r_{tb} необходимо выбирать исходя из конструктивных параметров колес, которые планируется устанавливать на транспортное средство в диапазоне $0,15 \div 0,35$; угол приложения приводного усилия α_3 для тормозных механизмов с одной степенью свободы следует принять равным 0° , а угол между вертикальной осью барабана и осью проходящей через опору и центр барабана α_4 не больше 24° .

Расстояние между опорой колодки и горизонтальной осью барабана (a_n) большинство исследователей [94, 106, 108] принимают равным расстоянию между горизонтальной осью барабана и точкой приложения приводного усилия (c_n), но допускается и их незначительное расхождение.

Тормозной момент на колодке барабанного тормозного механизма можно определить, используя графоаналитический метод (рис. 2.11):

$$M_{\Sigma i}^j = \mu_{min} \cdot N_k^j \cdot \rho_y.$$

При этом равнодействующую N_k^j всех элементарных сил, нормальных к поверхности трения барабан-накладка, можно найти, составив уравнение моментов относительно опоры колодки.

Если учесть, что закон распределения давления $q(\alpha_0)$ постоянен при действии усилия со стороны тормозной камеры P_k , то условный радиус трения ρ_y можно определить из формулы:

$$\rho_y = r_{tb} \cdot \frac{\beta_0 \cdot \pi}{360 \cdot \sin^2 \left(\frac{\beta_0}{2} \right)}.$$

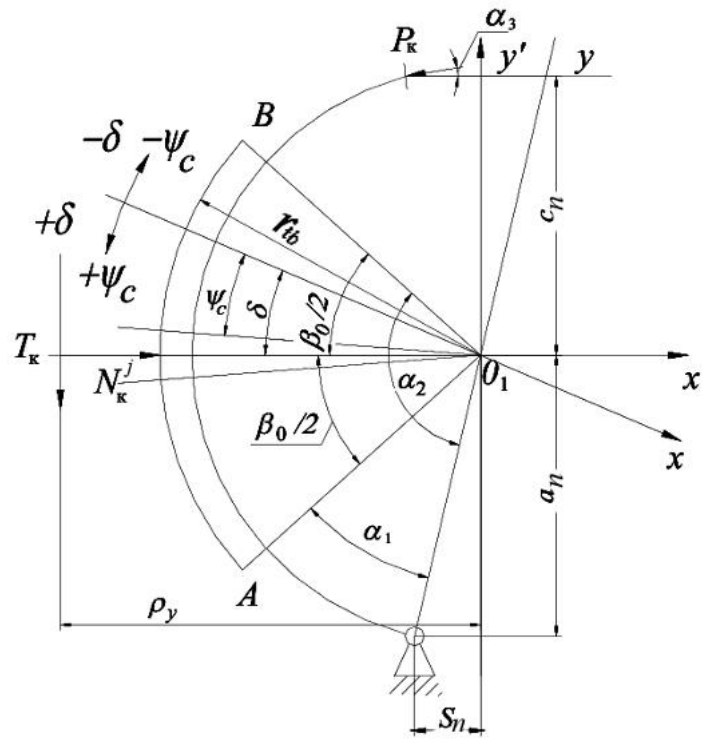


Рис. 2.11. Геометрические параметры колодки барабанного тормоза с одной степенью свободы

Для практических расчетов тормозного момента, подведенного к колесу с барабанным тормозом, при установке s -образного разжимного кулака удобно использовать зависимость вида [106]:

$$M_{TOPi}^j = F_a \cdot i_s \cdot \eta \cdot K_e \cdot r_{tb} \cdot p_i. \quad (2.38)$$

где F_a – активная площадь пневматического цилиндра или пневматической камеры, m^2 ;

i_s – передаточное отношение кулачкового разжимного механизма (s -образного разжимного кулака);

η – КПД тормозного механизма ($0,8 \div 0,95$);

K_e – коэффициент эффективности барабанного тормоза.

Активную площадь пневматического цилиндра или пневматической камеры можно определить при помощи зависимости [106]:

$$F_a = \frac{T_i \cdot 6.45}{1.0000}. \quad (2.39)$$

где T_i – тип тормозной камеры.

Передаточное отношение кулачкового разжимного механизма барабанного тормоза можно определить при помощи зависимости [106]:

$$i_s = \frac{l_p \cdot \sin \Theta}{r_e}, \quad (2.40)$$

где l_p – длина разжимного рычага (рис. 2.12 а)), м²;

Θ – угол приложения усилия от штока тормозной камеры к разжимному рычагу (рис. 2.12 а)), град;

r_e – радиус окружности-эвольвенты профиля s-образного разжимного кулака (рис. 2.12 а)), м.

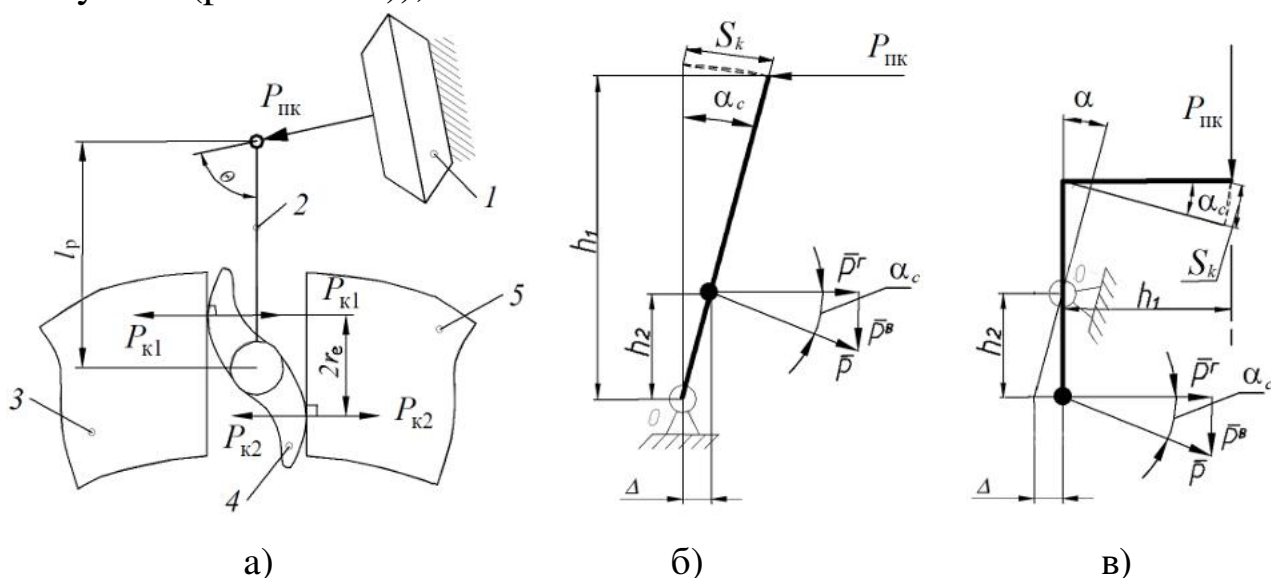


Рис. 2.12. Расчетные схемы для определения передаточного отношения механизмов разжима: а) – с кулачковым разжимным механизмом (s-образным разжимным кулаком); б) – с прямым рычагом дискового тормоза; в) – с Г-образным рычагом дискового тормоза; 1 – пневматическая камера (цилиндр); 2 – нажимной рычаг поворотного кулака; 3 и 5 – тормозные колодки; 4 – разжимной кулак

Коэффициент эффективности барабанного тормоза можно определить при помощи зависимости [106]:

$$K_e = \frac{2 \cdot x_1 \cdot x_2}{x_1 + x_2}, \quad (2.41)$$

где x_1 и x_2 – коэффициенты, характеризующие параметры прижимной и отжимной колодки барабанного тормоза

$$x_{1,2} = \frac{\cos \alpha_3 \cdot (a_n + c_n) \cdot \mu_{min} \cdot \rho_y}{\left(\frac{a_n}{\cos \alpha_4} \cdot (\cos \delta \pm \mu_{min} \cdot \sin \delta) \mp \mu_{min} \cdot \rho_y \right) \cdot r_{tb}}, \quad (2.42)$$

где δ – угол, который определяется по зависимости

$$\delta = \arctan \left(\frac{\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2} \right), \quad (2.43)$$

где α_1 и α_2 – углы, определяющие положение накладки барабанного тормоза относительно опоры колодки, град (см. рис. 2.11).

При выборе параметров дисковых тормозных механизмов следует учитывать внешний $R_{\text{в}}$ и внутренний $R_{\text{вн}}$ радиусы тормозной накладки, а также половину угла охвата тормозной накладки Θ_0 и её площадь, при этом надо полагать, что коэффициент трения $\mu_{\min}$ и закон распределения давления $q(\alpha_0)$ в результате действия усилия со стороны тормозной камеры являются постоянными, хотя на самом деле они имеют случайный характер и не являются детерминированными, при этом фрикционный контакт должен быть непрерывным и равным номинальной площади трения [94, 107, 108].

Таким образом, величину момента, развиваемую накладкой, можно определить следующим образом:

$$M_{\text{вн}}^j = \mu_{\min} \cdot N_k^j \cdot \rho_{\text{вн}}.$$

Равнодействующая N_k^j всех элементарных сил, нормальных к поверхности трения накладка-диск, равна усилию P_k , действующему со стороны тормозной камеры на накладку, если пренебречь силами трения колодки о суппорт [107] (рис. 2.13).

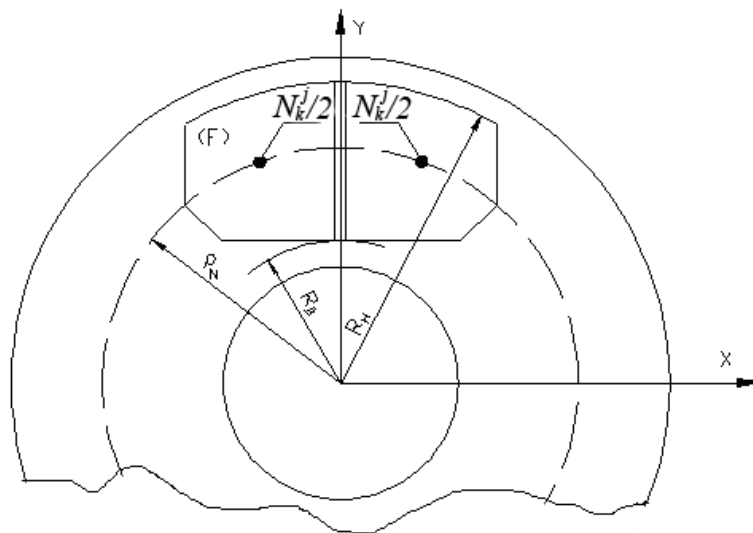


Рис. 2.13. Геометрические параметры дискового тормозного механизма

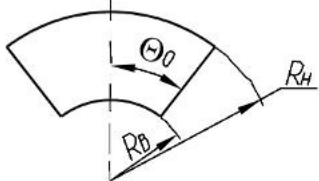
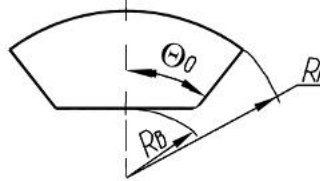
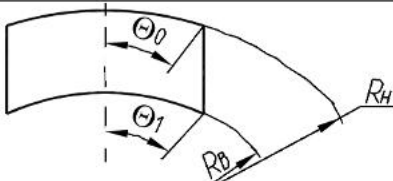
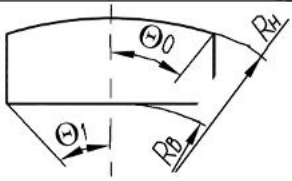
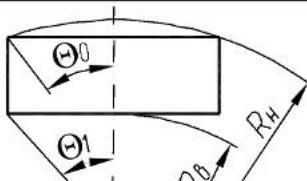
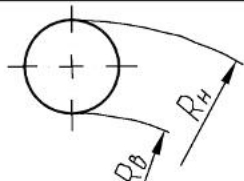
При постоянном законе распределения давления $q(\alpha_0)$ главный вектор нормальных сил трения, так называемый центр давления ρ_H , будет совпадать с центром тяжести номинальной площади накладки F :

$$\rho_H = \frac{1}{F} \int_F \rho_0 \cdot \cos \Theta_0 dF.$$

Согласно результатам работы [107], центр давления ρ_H для различных тормозных накладок можно представить в виде (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Аналитические выражения для определения центра давления различных тормозных накладок

Форма накладки		
Центр давления	$\frac{120 \cdot R_H (1 - \alpha_0^3) \sin \Theta_0}{\pi (1 - \alpha_0^2) \Theta_0}$	$\frac{120 \cdot R_H (\sin \Theta_0 - \alpha_0^3 \operatorname{tg} \Theta_0)}{(\pi \cdot \Theta_0 - 180 \cdot \alpha_0^2 \operatorname{tg} \Theta_0)}$
Форма накладки		
Центр давления	$\frac{180 \cdot R_H (1 - \alpha_0^2) \sin \Theta_0}{\pi (\Theta_0 - \alpha_0^2 \cdot \Theta_1) + 180 \cdot \sin \Theta_0 (\cos \Theta_0 - \sqrt{\alpha_0^2 - \sin^2 \Theta_0})}$	$\frac{180 \cdot R_H \cdot \sin \Theta_0 (1 - \alpha_0^2 - \frac{1}{3} \sin^2 \Theta_0)}{\pi \Theta_0 - 180 \cdot \sin \Theta_0 (2 \cdot \alpha_0 + \cos \Theta_0)}$
Форма накладки		
Центр давления	$\frac{R_H \cdot (1 - \alpha_0^2 - \frac{1}{3} \cdot \sin \Theta_0 (1 + \sin \Theta_0))}{2 \cdot (\cos \Theta_0 - \alpha_0)}$	$0,5 \cdot R_H \cdot (1 + \alpha_0)$

Для удобства практического применения полученные в работе [107] аналитические решения для определения центра давления накладки представлены в безразмерной форме, а в качестве характерных величин приняты половина угла охвата Θ_0 и отношение α_0 внутреннего радиуса R_B накладки к внешнему R_H .

Для практических расчетов тормозного момента, подведенного к колесу с дисковым тормозом, удобно использовать зависимость вида:

$$M_{T_{OPi}}^j = F_a \cdot i_T \cdot \eta \cdot n_d \cdot K_e^T \cdot \rho_R \cdot p_i, \quad (2.44)$$

где i_T – передаточное отношение механизма разжима;

K_e^T – коэффициент эффективности дискового тормоза ($K_e^T = \mu_{min}$);

n_d – количество пар трения в дисковом тормозе.

Передаточное отношение механизма разжима дискового тормоза можно определить при помощи зависимости (см. рис. 2.12):

$$i_T = \frac{h_1}{h_2 \cdot \left(1 + \tan^2 \left(2 \cdot \arcsin \left(\frac{S_k}{2 \cdot h_1} \right) \right) \right)}, \quad (2.45)$$

где h_1 – плечо приложения усилия действующего на штоке тормозной камеры относительно опоры рычага в тормозном механизме, м;

h_2 – плече действия силы на толкатель тормозной накладкой относительно опоры рычага в тормозном механизме, м;

S_k – ход штока тормозной камеры, м.

При выборе параметров тормозных механизмов транспортных средств категории M_3 и N_3 необходимо принять следующие допущения:

1. Допущение о применении колодок с одной степенью свободы в барабанном тормозном механизме с s -образным разжимным кулаком. Необходимость применения этого допущения основано на том, что большинство автомобилей имеют барабанные тормозные механизмы такой конструкции.

2. Допущение о равенстве углов $\delta = \Psi_0$ для колодок с одной степенью свободы при условии постоянства распределения давлений по длине тормозной накладкой предполагает, что закон распределения давлений $q(\alpha_0) = const$. Допущение основано на том, что экспериментально доказано, что контакт между тормозной накладкой и барабаном имеет дискретный характер, поэтому закон $q(\alpha_0)$ теряет физический смысл.

3. Допущение о постоянстве коэффициента трения между накладкой и поверхностью трения. Такое допущение принято для упрощения расчетов, поскольку коэффициент трения – это функция скорости и координат соприкосновения накладки с поверхностью трения.

2.2.2 Методика анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства при проектировании тормозного управления

При проектировании автомобильных тормозных систем отечественные производители автомобилей, как известно, должны руководствоваться соответствующими Национальными стандартами [3–7] и международными Правилами №13 ЕЭК ООН [1]. В приложении №10 международных Правил №13 ЕЭК ООН изложены требования, касающиеся распределения тормозных сил между осями транспортного средства, которое должно обеспечивать как предписываемую эффективность торможения без блокирования колес, так и определенное соотношение между реализуемыми коэффициентами сцепления каждой из осей.

Основной характеристикой распределения тормозных сил между осями принято считать [102] коэффициент распределения тормозных сил $\beta_{\text{и}}$, представляющий собой отношение тормозной силы на передней оси (R_{x1}) к общей тормозной силе ($\sum R_x$):

$$\beta_{\text{и}} = \frac{R_{x1}}{\sum R_x}. \quad (2.46)$$

Выразим тормозные силы через приводное давление и коэффициент усиления тормозного механизма без учета момента инерции и представим в виде:

$$R_{x1} = \frac{M_{\text{ТОР1}}}{r_{\text{д}}} = \frac{2 \cdot K_1 \cdot (p_1 - \Delta p_1)}{r_{\text{д}}}; \quad (2.47)$$

$$R_{x2} = \frac{M_{\text{ТОР2}}}{r_{\text{д}}} = \frac{2 \cdot K_2 \cdot (p_2 - \Delta p_2)}{r_{\text{д}}}, \quad (2.48)$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты, характеризующие соответственно параметры передних и задних тормозных механизмов, м³;

p_1 и p_2 – соответственно давления в тормозных камерах передней и задней оси транспортного средства, Па;

Δp_1 и Δp_2 – давление в тормозных камерах, при котором проявляется нечувствительность тормозного механизма, Па.

Если подставить уравнения (2.47) и (2.48) в уравнение (2.46), коэффициент распределения тормозных сил для транспортных средств с пневматическим тормозным приводом можно представить в виде:

$$\beta_{\text{н}} = \frac{K_1 \cdot (p_1 - \Delta p_1)}{K_1 \cdot (p_1 - \Delta p_1) + K_2 \cdot (p_2 - \Delta p_2)}. \quad (2.49)$$

При отсутствии в приводе тормозов регулирующих устройств (регуляторов тормозных сил или АБС) коэффициент $\beta_{\text{н}}$ величина постоянная. Выбор ее значения – одна из основных задач, решаемых при проектировании тормозных систем транспортных средств, так как именно она определяет, будет ли данное транспортное средство удовлетворять (или не удовлетворять) требованиям международного стандарта Правил №13 ЕЭК ООН [1] и Национального стандарта ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 в части распределения тормозных сил между его осями.

Основными параметрами, используемыми в нормативных документах в отношении оценки качества распределения тормозных сил, служат:

- коэффициент торможения z ;
- реализуемое сцепление передней оси f_1 ;
- реализуемое сцепление задней оси f_2 .

Величины z , f_1 и f_2 есть ни что иное, как удельные тормозные силы [109], действующие соответственно на автомобиль в целом, на переднюю и заднюю его оси:

$$z = \frac{\sum R_x}{G}; \quad (2.50)$$

$$f_1 = \frac{R_{x1}}{N_1}; \quad (2.51)$$

$$f_2 = \frac{R_{x2}}{N_2}. \quad (2.52)$$

Известно, что сила $\sum R_x$ численно равна силе инерции автомобиля при торможении P_{jx} [109]

$$\sum R_x = P_{jx} = m \cdot j_x. \quad (2.53)$$

Учитывая, что $m = \frac{Q}{g}$, в результате совместного решения уравнений (2.50) и (2.53) получим выражение для z , приведенное в международных Правилах №13 ЕЭК ООН [1]:

$$z = \frac{j_x}{g}. \quad (2.54)$$

Иными словами, коэффициент торможения z , являясь безразмерной величиной, который характеризует интенсивность затормаживания транспортного средства в данных сцепных, нагрузочных и скоростных условиях торможения.

Согласно выражению (2.46) тормозная сила на передней оси будет равна:

$$R_{x1} = \sum R_x \cdot \beta_{и}. \quad (2.55)$$

Тогда тормозная сила на задней оси:

$$R_{x2} = \sum R_x \cdot (1 - \beta_{и}). \quad (2.56)$$

В результате совместного решения уравнений (2.7), (2.8), (2.50), (2.51), (2.52), (2.53), (2.54), (2.55) и (2.56) получены выражения, связывающие реализуемые сцепления (удельные тормозные силы) на осях f_1 и f_2 с коэффициентом торможения z (общей удельной тормозной силой) и геометрическими параметрами транспортного средства [110].

$$f_1 = \frac{L \cdot z \cdot \beta_{и}}{b + z \cdot h_g}; \quad (2.57)$$

$$f_2 = \frac{L \cdot z \cdot (1 - \beta_{и})}{a - z \cdot h_g}. \quad (2.58)$$

Ясно, что величина коэффициента торможения z определяется, в первую очередь, реализуемыми сцеплениями f_1 и f_2 . Связь между ними можно получить, решая совместно уравнения (2.57) и (2.58). Она имеет вид:

$$z = \frac{f_1 \cdot b + f_2 \cdot a}{L - h_g \cdot (f_1 - f_2)}. \quad (2.59)$$

Очевидно, что уравнение (2.59) для плоской схемы движения транспортного средства является упрощенным вариантом уравнения (2.20) пространственного движения транспортного средства.

Согласно предписаниям стандарта ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 и Правил №13 ЕЭК ООН, представляемое на официальное утверждение транспортное средство любой категории в диапазоне изменения коэффициента сцепления φ от 0,2 до 0,8 должно удовлетворять соотношению:

$$z \geq 0,1 + 0,85 \cdot (\varphi - 0,2). \quad (2.60)$$

Если уравнение (2.54) разрешить относительно замедления j_x , то предписание (2.60) может быть представлено в таком виде:

$$j_x \geq g \cdot (0,1 + 0,85 \cdot (\varphi - 0,2)). \quad (2.61)$$

Равенства:

$$z = 0,1 + 0,85 \cdot (\varphi - 0,2) \quad (2.62)$$

и

$$j_x = g \cdot (0,1 + 0,85 \cdot (\varphi - 0,2)) \quad (2.63)$$

определяют допустимую минимальную интенсивность торможения транспортного средства в данных условиях сцепления колес с дорогой. Отсюда формулировка основного требования, предъявляемого Правилами №13 ЕЭК ООН к любому транспортному средству в части торможения, звучит так: *если торможение автомобиля осуществляется на дороге с коэффициентом сцепления φ , то оно должно происходить с интенсивностью не ниже той, что определяется коэффициентом z или замедлением j_x , подсчитанным соответственно по уравнению (2.62) или (2.63).*

В принципе, приемлемыми интенсивностями торможения являются и интенсивности, которые превышают величины определяемые уравнениями (2.62) и (2.63). Но при этом необходимо учитывать другое требование Правил №13 ЕЭК ООН, которое для автомобилей всех категорий сформулировано следующим образом: *для всех условий нагрузки транспортного средства кривая реализуемого сцепления передней оси должна располагаться над кривой реализуемого сцепления задней оси:*

- для транспортных средств категории M_1 в диапазоне коэффициентов торможения z от 0,15 до 0,8;
- для транспортных средств категории N_1 в диапазоне коэффициентов торможения z от 0,15 до 0,5;
- для всех других категорий в диапазоне коэффициентов торможения z от 0,15 до 0,3.

Для дачи окончательного заключения о соответствии данного автомобиля требованиям Правил №13 ЕЭК ООН в отношении распределения тормозных сил необходимо еще учитывать то, что для всех транспортных средств существует норматив по замедлению ($j_{\text{н}}$), который также должен быть выполнен для любой из категорий ТС:

– для автомобилей категории M_1 минимальное нормативное замедление должно быть не ниже $5,8 \text{ м/с}^2$.

– для всех остальных категорий минимальное нормативное замедление должно быть не ниже 5 м/с^2 .

Очевидно, что неравенство (2.60), как и равенство (2.62), записано в строгом соответствии с физическим смыслом рассматриваемого явления. Так как торможение автомобиля может происходить в разных сцепных условиях, то коэффициент сцепления φ в выражении (2.60) выступает как независимая переменная. Коэффициент же z как характеристика требуемой интенсивности торможения является функцией, то есть зависимой переменной, определяемой величиной φ .

В Правилах №13 ЕЭК ООН (Приложение №10) в графическом представлении выражения (2.60) показана обратная функция (рис. 2.14, а)), согласно которой в качестве независимой переменной принята желаемая интенсивность торможения, характеризуемая коэффициентом z , а функцией стал требуемый для достижения этой интенсивности коэффициент сцепления φ , который должен быть не больше значения, определяемого выражением:

$$\varphi \leq \frac{z + 0,07}{0,85}. \quad (2.64)$$

Это выражение получено из неравенства (2.60) путем разрешения его относительно φ .

Представление выражения (2.60) обратной функцией затрудняет понимание рассматриваемых процессов. Поэтому целесообразно соотношение (2.60) графически (рис. 2.14, б)) представлять так, как оно представлено аналитически.

На рис. 2.14, б) линией 1 обозначена нижняя граница допустимых значений коэффициента z в функции φ , соответствующая уравнению (2.62). Линия 2 является верхней границей возможных значений коэффициента торможения z и реализуемых сцеплений f_1 и f_2 . Ясно, что эти параметры не должны быть выше коэффициента сцепления φ в конкретных условиях торможения. На линии 2 соблюдается равенство $f_1 = f_2 = z = \varphi$.

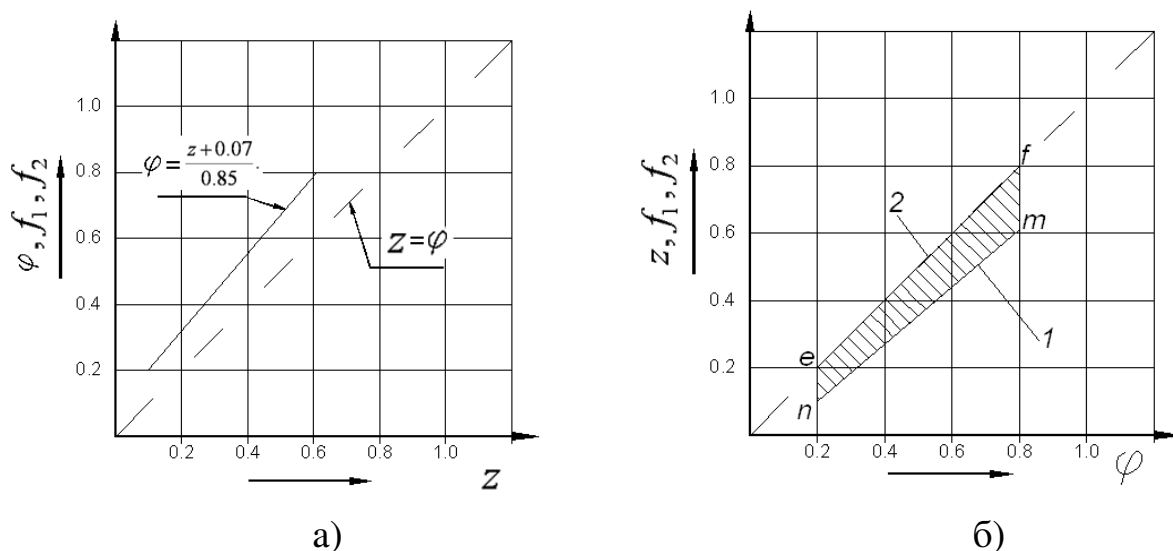


Рис. 2.14. Диаграмма граничного сцепления: а) – в соответствии с международными Правилами №13 ЕЭК ООН [1]; б) – в функции от φ

Таким образом, заштрихованной на графике областью $efmn$ ограничены все возможные значения величин z , f_1 и f_2 в функции φ согласно неравенству (2.60). При этом значения f_2 могут выходить за пределы линии 1, что естественно.

Методика оценки эффективности распределения тормозных сил транспортного средства заключается в следующем.

Сначала необходимо осуществить проверку данного транспортного средства на соответствие его минимальному требованию по интенсивности торможения в заданных условиях сцепления. Здесь важно, чтобы при этом выполнялось требование о взаимном расположении кривых реализуемого сцепления.

Величины z , f_1 и f_2 , увеличиваясь в процессе затормаживания автомобиля, при определенных давлениях в приводе тормозов становятся равными друг другу. С помощью формул (2.57) или (2.58), можно определить значение z (обозначим его z_f), при котором будет иметь место равенство $f_1 = f_2 = z_f$.

Величину z_f можно определить при помощи одного из выражений:

$$z_f = \frac{L \cdot \beta_{\text{н}} - b}{h_g}; \quad (2.65)$$

$$z_f = \frac{a - L \cdot (1 - \beta_{\text{н}})}{h_g}. \quad (2.66)$$

Значение z_f необходимо определить для груженого z_{fg} и порожнего z_{fn} состояния автомобиля.

При удовлетворительных значениях z_f по уравнению (2.64), используя значение z_f вместо z , определяются соответствующие значения коэффициента сцепления φ . Обозначим их для груженого автомобиля – φ_g и соответственно для порожнего – φ_n .

Используя уравнение (2.62), при последовательной задаче значений коэффициента сцепления φ вплоть до φ_g нетрудно определить соответствующие коэффициенты z . Затем, при известных z с помощью формул (2.57) и (2.58) определяются соответствующие значения реализуемых сцеплений f_1 и f_2 для груженого (f_{1g} и f_{2g}) и порожнего (f_{1n} и f_{2n}) состояния транспортного средства.

По результатам расчета необходимо построить графики зависимостей $z = f(\varphi)$, $f_1 = f(\varphi)$, $f_2 = f(\varphi)$. Кривая $f_1 = f(\varphi)$ не должна превышать прямую 2 на рис. 2.14, б), но она может иметь с этой прямой общую точку касания.

Для этого надо задаться такой зависимостью $z = f(\varphi)$, чтобы она, с одной стороны, была размещена в области принятых значений z в функции φ (область $efmn$, рис. 2.14, б)), а с другой стороны, чтобы полученная на ее основе кривая реализуемого сцепления $f_1 = f(\varphi)$ не превышала прямую $z = \varphi$. В крайнем случае, она может иметь с этой прямой общую точку касания. Также необходимо, чтобы на поверхности с коэффициентом сцепления $\varphi = 0,2$ была достигнута интенсивность торможения z не ниже: для автомобилей категории $M_1 - 0,099$; для других категорий – $0,085$.

Вид уравнения, которое описывает заданную функцию по своей структуре, запишем в виде, подобном уравнению (2.62):

$$z_{\text{н}} = j_{\text{н}} \cdot (0,017 + 0,141 \cdot (\varphi - 0,2)). \quad (2.67)$$

Для выполнения требований Правил №13 ЕЭК ООН при торможении с любой загрузкой транспортного средства, условие $f_1 > f_2$ должно соблюдаться во всем диапазоне изменения коэффициента торможения z для соответствующей категории транспортного средства. В связи с этим допустим, что равенство величин z , f_1 и f_2 для порожнего состояния транспортного средства наступит именно при $z = z_{fn} = 0,8$, тогда соответствующее значение коэффициента сцепления φ_n можно определить из выражения (2.67), разрешив его относительно φ .

Используя выражение (2.65), несложно определить новое значение коэффициента распределения $\beta_{и}$ для соответствующей категории ТС с учетом требований международных Правил №13 ЕЭК ООН при соответствующем максимальном значении коэффициента торможения z .

Таким образом, при верхнем пределе коэффициента торможения z для порожнего ТС соответствующей категории будет достигнута предписанная интенсивность торможения без блокирования колес.

Определив новое значение коэффициента распределения $\beta_{и}$, при помощи выражения (2.65) определяется коэффициент торможения для груженого транспортного средства, а из выражения (2.67) определяется значение коэффициента сцепления φ_g .

Используя уравнение (2.67), при последовательной задаче значений коэффициента сцепления φ вплоть до φ_g определяются соответствующие коэффициенты z . При известных z , с помощью формул (2.57) и (2.58) определяются значения реализуемых сцеплений f_1 и f_2 для груженого (f_{1g} и f_{2g}) и порожнего (f_{1n} и f_{2n}) транспортного средства. По результатам расчета необходимо построить графики зависимостей $z = f(\varphi)$, $f_1 = f(\varphi)$, $f_2 = f(\varphi)$.

Если при помощи выражения (2.67) не удастся разместить кривую реализуемого сцепления f_1 ниже прямой $z = \varphi$, то необходимо изменить координаты центра масс проектируемого транспортного средства или устанавливать специальные регулирующие устройства (регуляторы тормозных сил) для удовлетворения требований международных и национальных стандартов в отношении реализуемого сцепления транспортного средства.

2.2.3 Методика определения коэффициента использования силы сцепления при работе антиблокировочной системы

Коэффициент торможения с работающей АБС можно определить по зависимости [3]:

$$Z_{AE} = \frac{0,849}{t_{ABS}^{45-15}}, \quad (2.68)$$

где t_{ABS}^{45-15} – время торможения транспортного средства в диапазоне скоростей от 45 до 15 км/ч при работающей антиблокировочной системе, с.

Время торможения с АБС определяется как:

$$t_{\Delta BS}^{45-15} = \frac{\sum_{i=1, \dots, n}^n t_{min \Delta BS}^i}{n}, \quad (2.69)$$

где $t_{min \Delta BS}^i$ – время торможения с работающей АБС, полученное при последовательно повторяющихся заездах n (не менее трех заездов), данное время выбирается из диапазона времени $t_{min \Delta BS}^i \div 1,05 \cdot t_{min \Delta BS}^i$, а при невозможности такого выбора в дальнейших расчетах должно использоваться минимальное полученное время $t_{min \Delta BS}^i$.

Для двухосных транспортных средств с антиблокировочной системой, установленной только на передней оси, коэффициент использования силы сцепления определяется как:

$$\varepsilon_1 = \frac{Z_{\Delta L} \cdot G - 0,015 \cdot G_2}{f_1^{\Delta} \cdot \left(G_1 + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot G}{L} \right)}, \quad (2.70)$$

где G_1 и G_2 – соответственно нормальные реакции дорожного покрытия на i -ю ось в статических условиях, Н;

f_1^{Δ} – реализуемое сцепление передней оси.

Для двухосных транспортных средств с антиблокировочной системой, установленной только на задней оси:

$$\varepsilon_2 = \frac{Z_{\Delta L} \cdot G - 0,01 \cdot G_1}{f_2^{\Delta} \cdot \left(G_2 - \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot G}{L} \right)}, \quad (2.71)$$

где f_2^{Δ} – реализуемое сцепление задней оси.

Коэффициент использования силы сцепления (ε) должен определяться при начальной скорости 50 км/ч на дорожном покрытии, имеющем коэффициент сцепления в пределах от 0,3 или меньше до 0,8 (сухой асфальтобетон). Для устранения влияния перепадов температур в тормозной системе рекомендуется сначала определять величину коэффициента торможения ($Z_{\Delta L}$) с включенной АБС, а затем средний коэффициент сцепления (φ_{cp}).

Соблюдение условий $0,75 \leq \varepsilon \leq 1,1$ проверяется как на груженом, так и на транспортном средстве в порожнем состоянии. Испытание ТС

в груженом состоянии на поверхности с высоким коэффициентом сцепления может не проводиться, если предписанное усилие, прилагаемое к органу управления тормозной системы, не позволяет обеспечить полное срабатывание антиблокировочной системы. При испытании в порожнем состоянии регулирующее усилие может быть увеличено до 981 Н, если при воздействии на орган управления с максимальным усилием АБС срабатывает не полностью. Если величина в 981 Н недостаточна для включения системы, то это испытание может не проводиться. Для пневматических тормозных систем давление воздуха в ресивере не должно превышать давления, установленного заводом – изготовителем.

Для транспортных средств с антиблокировочными системами осуществляются также дополнительные проверки для фиксирования наличия блокировки колес. Такие проверки проводятся при отключенном двигателе транспортного средства в груженом и порожнем состоянии. В ходе проверок колеса, непосредственно управляемые антиблокировочной системой, не должны блокироваться, когда на дорогах с покрытием от 0,3 или менее до 0,8 (сухое асфальтобетонное покрытие) при начальной скорости 40 км/ч и при высокой начальной скорости, указанной в табл. 2.2, к педали тормозной системы резко прилагается максимальное усилие за время не более 0,2 с.

Таблица 2.2

**Начальная скорость торможения ТС при
дополнительных испытаниях антиблокировочной системы**

Тип дорожного покрытия	Категория транспортных средств	Максимальная скорость при испытаниях, км/ч
поверхность с высоким коэффициентом сцепления	все категории, кроме категорий N ₂ и N ₃ в груженом состоянии	$0,8 \cdot V_{\max} \leq 120$
	транспортные средства категорий N ₂ и N ₃ в груженом состоянии	$0,8 \cdot V_{\max} \leq 80$
поверхность с низким коэффициентом сцепления	транспортные средства категорий M ₁ и N ₁	$0,8 \cdot V_{\max} \leq 120$
	транспортные средства категорий M ₂ , M ₃ и N ₂ , за исключением тягачей с полуприцепом	$0,8 \cdot V_{\max} \leq 80$
	тягачи категорий N ₂ и N ₃ с полуприцепом	$0,8 \cdot V_{\max} \leq 70$

Следует отметить, что при проведении дополнительных испытаний, допускается кратковременная блокировка колес. Блокировка колес

допускается в том случае, если скорость транспортного средства ниже 15 км/ч. Подобным же образом допускается блокировка косвенно управляемых колес при любой скорости, но устойчивость и управляемость транспортного средства при этом не должны нарушаться.

При испытаниях на «миксте» допускается коррекция движения с помощью рулевого управления при условии, что угол поворота рулевого колеса не превышает 120° в течение первых 2 секунд и не превышает 240° в целом. Кроме того, в начале этих испытаний продольное среднее сечение транспортного средства должно проходить через границу между поверхностями с высоким и низким сцеплением, а в ходе испытания ни одна (наружная) часть шин не должна пересекать эту границу.

Реализуемые сцепления осей $f_1^{\exists}$ и $f_2^{\exists}$ можно определить как соотношение между максимальным тормозным усилием на оси без блокирования колес и соответствующей динамической нагрузкой на ту же ось.

При определении реализуемого сцепления передней (задней) оси затормаживаться должна только одна ось испытываемого транспортного средства при начальной скорости 50 км/ч. Тормозное усилие должно быть распределено между колесами одной из осей для достижения максимального коэффициента торможения одной осью (Z_{max}^i). При проведении этих испытаний антиблокировочная система должна быть отсоединена или отключена.

Для определения максимального коэффициента торможения транспортного средства (Z_{max}^i) необходимо провести несколько испытаний при постепенном увеличении давления в приводе тормозов. В ходе каждого испытания должно поддерживаться постоянное усилие на педали тормоза, а коэффициент торможения можно определить из расчета заданного промежутка времени (t) при снижении скорости от 40 км/ч до 20 км/ч.

Коэффициент торможения можно определить по формуле [3]:

$$Z_{max}^i = \frac{0,566}{t_{CP}^{40-20}}, \quad (2.72)$$

где t_{CP}^{40-20} – минимальное среднее время торможения i -й осью в заданном диапазоне скоростей от 40 до 20 км/ч, с

$$t_{CP}^{40-20} = \frac{\sum_{i=1, \dots, n}^n t_{minCP}^i}{n}, \quad (2.73)$$

где t_{minCP}^i – время торможения, полученное при последовательно повторяющихся заездах, данное время выбирается из диапазона времени $t_{minCP}^i \div 1, 05 \cdot t_{minCP}^i$, а при невозможности такого выбора в дальнейших расчетах должно использоваться минимальное время t_{minCP}^i .

Значение реализуемого сцепления f_i^{Θ} для двухосного транспортного средства можно определить при помощи зависимости [3]:

– для передней оси

$$f_1^{\Theta} = \frac{Z_{max}^1 \cdot L - 0,015 \cdot a}{b + h_g \cdot Z_{max}^1}; \quad (2.74)$$

– для задней оси

$$f_2^{\Theta} = \frac{Z_{max}^2 \cdot L - 0,01 \cdot b}{a - h_g \cdot Z_{max}^2}. \quad (2.75)$$

Величина полученного реализуемого сцепления должна быть округлена до третьего знака после запятой.

Средний коэффициент сцепления φ_{cp} можно определить из выражения [3]:

$$\varphi_{cp} = \frac{f_1^{\Theta} \left(G_1 + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot G}{L} \right) + f_2^{\Theta} \left(G_2 - \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot G}{L} \right)}{G}. \quad (2.76)$$

Для механических транспортных средств, оснащенных тремя осями, для определения величины φ_{cp} транспортного средства используется лишь ось, не сдвоенная с другой осью тележки.

Для транспортных средств категорий N_2 и N_3 с расстоянием между осями колес менее 3,8 м и с $h_g/L \geq 0,25$ реализуемое сцепление задней оси не учитывается.

2.2.4 Методика количественной оценки эффективности торможения транспортного средства, оборудованного САР тормозного усилия

Рассмотренный в разделе 1.2.3 обобщенный критерий оценки эффективности работы САР тормозного усилия показал, что с его помощью можно оценить в процентном соотношении качество регулирования, но

нельзя оценить количественно эффективность торможения. Для количественной оценки показателей эффективности торможения необходимо рассмотреть сущность физических явлений, отраженных в качественном показателе – коэффициенте использования силы сцепления (ε).

Подставив выражение (2.76) в выражение (1.3), получим:

$$\varepsilon = \frac{Z_{AL}}{\frac{f_1^{\vartheta} \cdot M_1 + f_2^{\vartheta} \cdot M_2}{m \cdot g} + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot (f_1^{\vartheta} - f_2^{\vartheta})}{L}}. \quad (2.77)$$

Выражение $\frac{f_1^{\vartheta} \cdot M_1 + f_2^{\vartheta} \cdot M_2}{m \cdot g}$ в уравнении (2.77) есть ни что иное, как максимальный коэффициент торможения z_{max} транспортного средства без антиблокировочной системы, определенный экспериментальным путем.

Таким образом, для понимания сущности оценки эффективности торможения следует преобразовать уравнение (2.77) к виду:

$$\varepsilon = \frac{Z_{AL}}{z_{max} + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot (f_1^{\vartheta} - f_2^{\vartheta})}{L}}. \quad (2.78)$$

При идеальном распределении, когда $f_1^{\vartheta} = f_2^{\vartheta}$, коэффициент использования силы сцепления (ε) будет представлять собой ни что иное, как отношение коэффициента торможения с включенной АБС к коэффициенту торможения с выключенной антиблокировочной системой.

Но идеального распределения в принципе не бывает, ввиду особенностей состояния дороги и развесовки ТС, поэтому в реальных условиях эксплуатации для транспортных средств всех категорий, кроме M_1 и N_1 при значениях коэффициента торможения $z > 0,3$, зачастую соблюдается неравенство $f_1^{\vartheta} < f_2^{\vartheta}$, в результате чего снижается эффективность торможения автомобиля по сравнению с предельно возможной. Снижение эффективности торможения приводит к неизбежному увеличению тормозного пути транспортного средства по сравнению с идеальным торможением. Такое явление может наблюдаться в плохих климатических условиях эксплуатации транспортного средства или при испытаниях груженого транспортного средства.

Соблюдение неравенства $f_1^{\vartheta} > f_2^{\vartheta}$ означает, что в процессе торможения транспортного средства задняя ось нагружена больше передней, то есть вся нагрузка приходилась бы в большей степени на задние колеса, в этом случае эффективность торможения транспортного средства с антиблокировочной системой повысится за счет использования сцепления передней менее нагруженной оси. Такой эффект можно наблюдать

на транспортных средствах категории M_1 при значениях коэффициента торможения $z < 0,8$, категории N_1 при значениях $z < 0,5$ и всех остальных транспортных средствах при $z < 0,3$.

При такой ситуации, в случае отказа антиблокировочной системы, возможно нарушение устойчивости транспортного средства из-за опережающего блокирования задних колес, что неизбежно скажется на безопасности дорожного движения.

Очевидно, что количественная оценка снижения эффективности при сертификации транспортного средства на полигонах должна учитываться при оценке тормозных свойств транспортного средства. На сегодняшний день количественное снижение величины $z_{max} + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot (f_1^{\Theta} - f_2^{\Theta})}{L}$ не регламентируется Правилами №13 ЕЭК ООН, поэтому целесообразно ввести дополнительное требование при оценке САР тормозного усилия в условиях испытания тип 0: величина, определенная выражением $z_{max} + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot (f_1^{\Theta} - f_2^{\Theta})}{L}$, не должна быть ниже минимального коэффициента торможения $[Z_{min}]$, полученного на дороге с коэффициентом сцепления больше 0,7 без блокирования колес с отключенной САР. Коэффициент торможения $[Z_{min}]$ можно определить из выражения [3]:

$$[Z_{min}] = \frac{j_R}{g}. \quad (2.79)$$

Таким образом, для количественной оценки эффективности торможения транспортных средств с антиблокировочной системой в случае выполнения неравенства $f_1^{\Theta} < f_2^{\Theta}$, при испытаниях на сухом асфальтовом покрытии с коэффициентом сцепления больше 0,7 должно соблюдаться условие:

$$z_{max} + \frac{h_g \cdot Z_{AL} \cdot (f_1^{\Theta} - f_2^{\Theta})}{L} \geq [Z_{min}]. \quad (2.80)$$

Выполнение неравенства (2.80) в условиях сцепления $\varphi \geq 0,7$, как в груженом, так и порожнем состоянии транспортного средства, не должно нарушать устойчивости и управляемости последнего.

При проведении испытаний на скорости менее 15 км/ч должно наблюдаться блокирование колес, иначе, в соответствии с исследованиями [18], приведенными в разделе 4.2.1, эффективность торможения с АБС будет искусственно завышена по сравнению с ее действительными возможностями.

3 ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНОГО УСИЛИЯ

При исследовании динамики движения транспортного средства в тормозном режиме тормозное управление играет первоочередную роль, поскольку именно оно определяет параметры и состояние затормаживаемого объекта. Эффективность современного тормозного управления зависит от эффективности работы систем автоматического регулирования тормозного усилия, которая в свою очередь зависит от свойств тормозного управления и алгоритма управления САР. Поскольку тормозное управление является активной системой повышающей безопасность транспортного средства, очевидно, что моделирование динамики изменения давления в тормозном приводе с такими системами является актуальной и первоочередной задачей, решаемой при проектировании тормозного управления.

3.1 Синтез закона управления САР тормозного усилия, работающих в режиме АБС

Все системы автоматического регулирования работают по единому циклу, построенному на принципе изменения выходной величины ($X(t)$) в зависимости от входной ($Y(t)$), поэтому их работа в циклическом режиме является очевидной. Под циклом понимается преобразование входной величины $Y(t)$ в эквивалентный входной сигнал $y(t)$, обработка полученного сигнала и преобразование эквивалентного выходного сигнала $x(t)$ исполнительным механизмом САР в выходную величину ($X(t)$), способствующую более эффективному торможению автотранспортного средства. Примером современной САР является широко используемая в тормозном управлении система автоматического регулирования АБС, схема которой приведена на рис. 3.1.

В современном пневматическом тормозном управлении с системами автоматического регулирования в качестве исполнительных механизмов САР тормозного усилия применяются пневматические модуляторы, реализующие рабочий процесс с использованием двух или трех фаз [35] (наполнение, опорожнение и выдержка).



Рис. 3.1. Структурная схема тормозного управления с системой автоматического регулирования ABS

Примером трехфазного изменения давления может служить динамическая характеристика, приведенная на рис. 3.2.

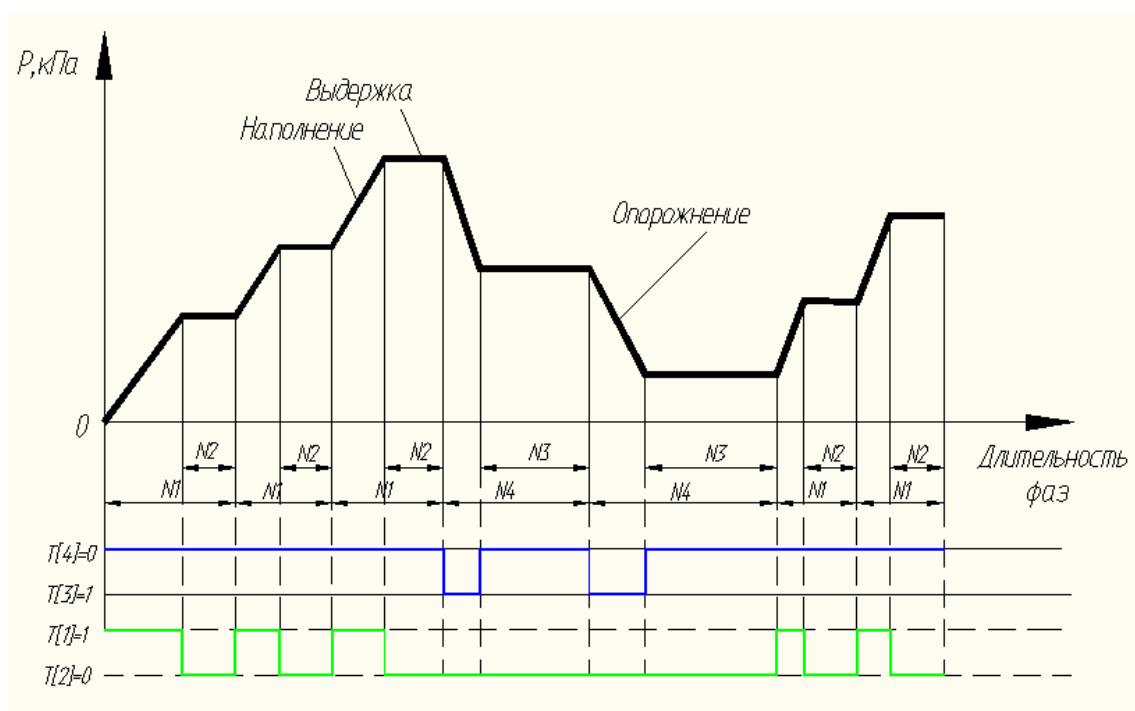


Рис. 3.2. Динамическая характеристика трехфазного изменения давления в исполнительном устройстве (тормозной камере)

Независимо от типа современной системы автоматического регулирования, управление исполнительными механизмами САР (модуляторами давления) осуществляется автоматической системой управления (блоком управления). Блок управления преобразовывает и согласовывает ввод сигнала $y(t)$, затем обрабатывает его по заранее заданному алгоритму и преобразует в согласующем устройстве полученный результат в выходной сигнал $x(t)$, который обеспечивает качественное управление механизмами САР. В свою очередь механизмы САР обеспечивают качественное регулирование процессов, происходящих с объектом управления (автомобильным колесом с тормозным механизмом). Под качественным регулированием понимается рациональное изменение выходной величины $X(t)$, близкое к желаемому («идеальному»), при любых возмущениях извне, воздействующих на объект управления.

Системы автоматического регулирования, реализующие рабочий процесс при использовании двух фаз, «впуск» $(+h)$ и «выпуск» $(-h)$, могут обеспечить работу тормозной системы только в циклическом режиме, что не всегда оправдано с точки зрения использования рабочего тела (воздуха), поскольку последнее имеет определенный ограниченный запас [35]. Такие САР имеют ряд недостатков, из-за которых не представляется возможным пропорциональное изменение выходной величины $X(t)$ в зависимости от входной $Y(t)$, так как на объект управления постоянно оказывают воздействие возмущения извне, хотя многие исследователи предпринимают попытки в создании исполнительных механизмов САР, обеспечивающих пропорциональное изменение выходной величины в зависимости от входной. К таким механизмам САР можно отнести модулятор с изменяемыми проходными сечениями [111] и модулятор с применением, так называемой, широтно-импульсной модуляцией давления [112].

В большинстве современных пневматических тормозных систем нашли применение САР, которые реализуют рабочий процесс с использованием всех трех фаз [29]. В таких системах имеется фаза выдержки давления, при которой отсутствует какое-либо истечение воздуха через впускные и выпускные проходные сечения модуляторов давления (исполнительных механизмов САР). Опорожнение и наполнение исполнительного органа (тормозной камеры) через такие модуляторы осуществляется при минимальном пневматическом сопротивлении напорной и выпускной части модулятора, а процесс закрытия и открытия впускных и выпускных каналов зависит от быстрогодействия модулятора.

Длительность фаз наполнения и опорожнения оказывает существенное влияние на процесс регулирования, а, следовательно, на время изменения давления в исполнительном органе. При перерегулировании, в случае длительной фазы наполнения, происходит потеря эффективности при торможении транспортного средства, а в случае опорожнения снижается время прохождения зоны нечувствительности тормозного механизма, но слишком длинная фаза опорожнения так-же приводит к потере эффективности торможения. Следует отметить, что фазы наполнения, опорожнения и выдержки оказывают существенное влияние на процесс блокирования и разблокирования автомобильного колеса и, как следствие, влияют на устойчивость и управляемость транспортного средства в тормозном режиме.

Работа САР в значительной степени зависит от алгоритма, используемого для управления пневматическими модуляторами давления. Под алгоритмом понимается последовательность действий, совершаемых программой, заложенной в электронный блок управления, при изменении входного сигнала $y(t)$ для создания на выходе из блока управления выходного сигнала $x(t)$, подаваемого на исполнительные механизмы САР. Таким образом, одним из определяющих факторов при проектировании и создании систем автоматического регулирования, а также при написании программы, описывающей алгоритм работы блока управления в случае изменения входного сигнала, является выбранный разработчиком закон управления фазами наполнения, выдержки и опорожнения.

В современных системах автоматического регулирования, при реализации алгоритмов в виде логических схем, применим, так называемый, дискретный способ управления исполнительными механизмами САР. При затормаживании колеса полученная с датчика частоты вращения колеса входная величина $Y(t)$ преобразуется во входной сигнал в виде временного интервала t_i , который будет меньше последующего t_{i+1} , и чем больше последующий, тем интенсивнее останавливается колесо.

Для измерения входной величины $Y(t)$ применяются различные датчики [113], которые способны ее измерять только при наличии импульсного колеса (кодového колеса). Датчиком входная величина преобразуется во входной сигнал, который по заданному алгоритму в блоке управления определяет текущую физическую величину, например замедление.

Если в процессе торможения происходит равнозамедленное затормаживание колеса с небольшим темпом, то при помощи датчика частоты вращения можно определить текущее замедление лишь в том случае, когда мимо него пройдет два зуба импульсного колеса. Расстояние между первым и вторым зубьями, с которых начинается отсчет, можно определить из выражения:

$$h_i = V_0 \cdot t_i - \frac{a_k \cdot t_i^2}{2}, \quad (3.1)$$

где h_i – расстояние между двумя смежными зубьями импульсного (кодowego) колеса, м;

V_0 – начальная линейная окружная скорость кромки зубьев кодowego колеса, м/с;

a_k – линейное замедление кромки зубьев кодowego колеса, м/с².

$$h_{i+1} = V_i \cdot t_{i+1} - \frac{a_k \cdot t_{i+1}^2}{2}, \quad (3.2)$$

где h_{i+1} – расстояние между двумя последующими смежными зубьями кодowego колеса, м;

V_i – текущая линейная окружная скорость кромки последующего зуба кодowego колеса, м/с.

Текущее значение линейной окружной скорости V_i определяется из выражения:

$$V_i = V_0 - a_k \cdot t_i. \quad (3.3)$$

Подставив выражение (3.3) в выражение (3.2), получим:

$$h_{i+1} = V_0 \cdot t_{i+1} - a_k \cdot t_i \cdot t_{i+1} - \frac{a_k \cdot t_{i+1}^2}{2}. \quad (3.4)$$

Умножив обе части уравнения (3.1) на t_{i+1} , а уравнения (3.4) на t_i , и выполнив вычитание уравнения (3.1) из уравнения (3.4), получим:

$$h_{i+1} \cdot t_i - h_i \cdot t_{i+1} = -\frac{a_k \cdot t_{i+1} \cdot t_i \cdot (t_i + t_{i+1})}{2}. \quad (3.5)$$

Принимая во внимание то, что $h_i \approx h_{i+1}$, можно записать:

$$-a_k = \frac{2 \cdot h_i \cdot (t_i - t_{i+1})}{t_{i+1} \cdot t_i \cdot (t_i + t_{i+1})}. \quad (3.6)$$

Если учесть, что расстояние между зубьями импульсного колеса определяется выражением:

$$h_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_i^k}{N_i^k}, \quad (3.7)$$

где r_i^k – радиус импульсного колеса, м;
 N_i^k – количество зубьев импульсного колеса.

А величина линейного ускорения в тормозном режиме равна:

$$-a_k = \frac{d\omega^-}{dt} \cdot r_i^k. \quad (3.8)$$

Окончательно запишем уравнение (3.6) с учетом уравнений (3.7) и (3.8) для режима торможения в виде:

$$\frac{d\omega^-}{dt} = \frac{4 \cdot \pi \cdot (t_i - t_{i+1})}{N_i^k \cdot t_{i+1} \cdot t_i \cdot (t_i + t_{i+1})}. \quad (3.9)$$

В процессе торможения рассчитанное значение $\frac{d\omega^-}{dt}$ необходимо сравнивать с пороговым значением $K_{\text{пор}}^-$. При условии $\frac{d\omega^-}{dt} \geq K_{\text{пор}}^-$ колесо необходимо растормаживать.

Пороговая величина может быть определена из общеизвестного соотношения:

$$K_{\text{пор}}^{\pm} = \frac{j_{\text{пор}}^{\pm}}{r_d}, \quad (3.10)$$

где $j_{\text{пор}}^{\pm}$ – пороговое линейное ускорение колеса для транспортного средства, соответственно при разгоне и замедлении, м/с².

При разблокировании колеса временной интервал t_i будет больше временного интервала t_{i+1} , и если предположить, что колесо будет ускоряться равномерно, то выражение (3.9) будет положительным, а не отрицательным.

Текущее значение положительного ускорения необходимо сравнивать с пороговой величиной, по достижении которого необходима подача команды на модуляторы АБС для повторного затормаживания колеса.

При такой организации определения величин углового ускорения необходимо иметь информацию как минимум двух временных интервалов для определения команды исполнительным системам автоматического регулирования.

Используя такой подход получения текущих величин углового ускорения колеса, можно построить адаптивный или последовательный алгоритмы управления системами автоматического регулирования тормозного усилия.

Алгоритм управления САР тормозного усилия, реализующий такой подход получения текущей физической величины замедления, можно представить в виде блок-схемы, изображенной на рис. 3.3.

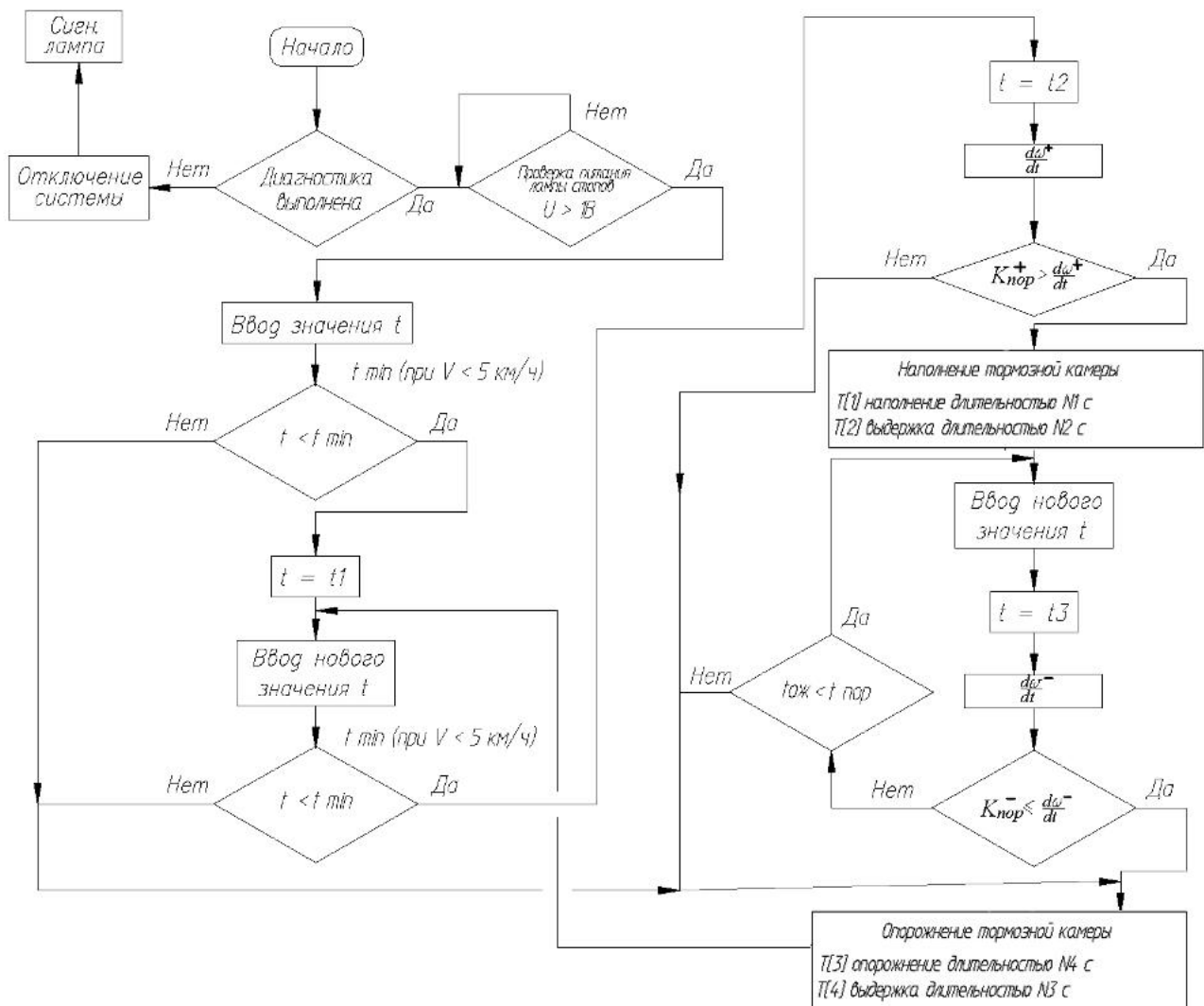


Рис. 3.3. Блок-схема алгоритма работы системы автоматического регулирования тормозного усилия

Система автоматического регулирования тормозного усилия по своей структуре должна иметь так называемое «задающее устройство» [114–116], которое реализовано в виде проверки наличия стоп-сигнала на блок-схеме алгоритма работы САР. Если такая проверка будет не предусмотрена, то электронный блок управления САР тормозного усилия будет постоянно обрабатывать входной сигнал и выдавать выходной

сигнал, бесполезно управляя модуляторами давления даже в тех случаях, когда управление не должно осуществляться. Таким образом, благодаря «задающему устройству», программа, заложенная в блок управления, будет функционировать только по сигналу водителя, активизируя выполнение логической последовательности действий, описывающих алгоритм работы САР в тормозном режиме.

После активизации программы, заложенной в блок управления САР, необходимо выполнить последовательную проверку условий, соответствующих режиму затормаживания и растормаживания автомобильного колеса, как показано на блок-схеме алгоритма работы САР (см. рис. 3.3). Выполнение какого-либо условия должно сопровождаться незамедлительной реакцией исполнительного механизма САР тормозного усилия для открытия или закрытия проходных сечений в соответствии с фазами регулирования, для достижения высокой эффективности затормаживания транспортного средства в целом.

Поскольку в процессе выполнения логических операций, описывающих алгоритм работы, может произойти сбой в цикле растормаживания колеса из-за особенностей получения входного сигнала с датчика частоты вращения $y(t)$ (при скорости 5 км/ч возможно отсутствие сигнала), то необходимо предусмотреть принудительный переход из цикла растормаживания в цикл затормаживания. Такой переход возможно осуществить вводом искусственного времени ожидания ($t_{ож}$) выполнения цикла растормаживания (см. рис. 3.3).

На основе представленной блок-схемы алгоритма возможно создание двух типов систем автоматического регулирования тормозного усилия в соответствии с циклом выполнения логической последовательности, реализованной в блоке управления САР:

- с прерыванием фаз регулирования;
- с последовательной обработкой фаз регулирования.

Отличие таких типов САР тормозного усилия заключается в структурной логике, то есть при последовательном выполнении логических операций, соответствующих фазам регулирования, блок ожидает выполнения выходного сигнала $x(t)$, независимо от полученного входного сигнала $y(t)$, а при САР с прерыванием фаз регулирования происходит незамедлительное прерывание выходного сигнала $x(t)$, если входная величина $Y(t)$, полученная от объекта управления, изменилась вследствие воздействия возмущений извне. Такие САР обладают адаптивными свойствами, поскольку независимо от воздействия внешних возмущений, спо-

способны обеспечить движение объекта управления (колеса) на пределе сцепных возможностей.

3.2 Синтез закона управления САР тормозного усилия, работающей в режиме регулятора тормозных сил

Распределение тормозных сил между осями ТС, при наличии в приводе систем автоматического регулирования с обратной связью, один из часто возникающих вопросов в научном обществе. В отношении распределения, без САР тормозного усилия с обратной связью, в нормативных документах большинства европейских стран и странах СНГ имеются предписания для оценки качества распределения тормозных сил [1–3] и отсутствуют какие-либо указания по оценке качества регулирования с применением САР тормозного усилия.

Из теории качения автомобильного колеса известно, что величина подводимого тормозного усилия реализуется в пятне контакта в зависимости от состояния дорожного покрытия и может на порядок отличаться от действительно реализованного его значения. САР с обратной связью в зависимости от состояния дорожного покрытия периодически изменяют величину подводимого тормозного усилия, то есть, влияя на реализуемое сцепление, изменяют замедление, а значит и коэффициент торможения транспортного средства.

Очевидно, что для оценки распределения тормозного усилия между осями с учетом динамического изменения состояния затормаживаемых колес необходимо знать темп изменения частоты вращения затормаживаемых колес. Таким образом, для обеспечения «идеального» распределения тормозного усилия необходимо, чтобы под колесами передней и задней оси реализовывались одинаковые сцепления f_1 и f_2 [41].

Запишем уравнения динамики вращения затормаживаемых колес передней и задней оси, без учета сопротивления качения:

$$M_{TOP1} - R_{x1} \cdot r_d - I_k \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} = 0, \quad (3.11)$$

$$M_{TOP2} - R_{x2} \cdot r_d - I_k \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} = 0, \quad (3.12)$$

где M_{TOP1} и M_{TOP2} – соответственно суммарные тормозные моменты на передней и задней осях, Н·м;

R_{x1} и R_{x2} – соответственно суммарные реализуемые тормозные силы на передней и задней осях, Н;

$\frac{d\omega_{k1}}{dt}$ и $\frac{d\omega_{k2}}{dt}$ – соответственно среднее угловое ускорение передних и задних колес, c^{-2} .

При «идеальном» распределении тормозных сил система автоматического регулирования должна обеспечить приближение реализуемых сцеплений в пятне контакта к значению коэффициента торможения с учетом нормальных реакций, приходящихся на колеса транспортного средства. Таким образом, исходя из вышесказанного, выразив выражение (3.12) через выражение (3.11), получим:

$$M_{TOP2} = \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(M_{TOP1} - I_k \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} \right) + I_k \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt}. \quad (3.13)$$

Подставляя в выражение (3.13) выражения (2.8), (2.9), (2.47), (2.48), (2.51), (2.52), (2.54) и выразив относительно приводного давления в переднем и заднем контуре ПТП, получим выражение, определяющее давление в заднем контуре тормозов, при «идеальном» перераспределении:

$$p_2 = \frac{K_1(a - z \cdot h_g)(p_1 - \Delta p_1)}{K_2(b + z \cdot h_g)} - \frac{I_k}{2 \cdot K_2} \cdot \left(\frac{(a - z \cdot h_g)}{(b + z \cdot h_g)} \frac{d\omega_{k1}}{dt} - \frac{d\omega_{k2}}{dt} \right) + \Delta p_2. \quad (3.14)$$

Таким образом, зная геометрические параметры транспортного средства, величину давления в тормозных камерах и определив угловые замедления колес передней и задней оси при помощи уравнения (3.9), можно организовать работу системы автоматического регулирования в режиме регулятора тормозных сил, который обеспечит «идеальное» распределение тормозных сил, как в груженом, так и порожнем состоянии транспортного средства в любых сцепных, скоростных и нагрузочных условиях движения транспортного средства.

При организации системы автоматического регулирования по угловой скорости колес необходимо воспользоваться уравнением (3.13), переписав его в вид:

$$\frac{d\omega_{k2}}{dt} = \frac{M_{TOP2}}{I_k} - \frac{N_2}{I_k \cdot N_1} \cdot \left(M_{TOP1} - I_k \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} \right). \quad (3.15)$$

При одинаковых нагрузках на осях транспортного средства и одинаковых тормозных моментах $M_{TOP1} = M_{TOP2}$ должно соблюдаться

равенство угловых ускорений колес в процессе торможения транспортного средства, в противном случае должно соблюдаться неравенство вида $\frac{d\omega_{k2}}{dt} \leq \frac{d\omega_{ki}}{dt}$.

Для достижения высокого качества регулирования необходимо иметь исполнительные устройства (модуляторы), позволяющие отработать параметры алгоритма заложенного в систему управления электронного регулятора тормозных сил. В качестве таких устройств могут быть использованы запатентованные аппараты электронно-пневматической тормозной системы №U A36321U, №U A91121C2, №U A84437C2, №RU2385242C2, №RU2385241C2.

3.3 Моделирование переходных процессов в автоматизированном тормозном управлении двухосного транспортного средства

Моделирование переходных процессов в пневматическом тормозном приводе состоит из трех основных этапов: выбора схемы тормозного привода, ввода параметров ДЕ-звеньев тормозного привода и выбора метода расчета.

Решая системы дифференциальных уравнений движения сжатого воздуха, описанные в разделе 2.1.4 (на примере тормозного привода городского автобуса МАЗ - 256200), с учетом теоретических рассуждений о реализуемом сцеплении и модели работы модуляторов, были получены кривые изменения давления в тормозном приводе, как при торможении без систем автоматического регулирования (см. рис. 3.4 и 3.5), так и при их работе в режиме АБС (см. рис. 3.6 и 3.7). При моделировании торможения, на пределе блокирования передних и задних колес, значения давления подбирались с шагом в 25 кПа, как для снаряженного, так и груженого состояния транспортного средства. Результаты моделирования динамики пневматического привода приведены в табл. 3.1 и 3.2.

На рис. 3.4 – 3.7 обозначено: P_{m1} и P_{m2} – давления в ресиверах соответственно переднего и заднего контура тормозного привода; $P_{ВСТК}$ и $P_{НСТК}$ – давления соответственно в секциях тормозного крана переднего и заднего контуров; $P_{Т11}$ и $P_{Т21}$ – давления в трубках, расположенных после тормозного крана соответственно переднего и заднего контуров; P_{01} – давление в разветвлении переднего контура; $P_{Т12}$ и $P_{Т13}$ – давления в трубках переднего контура соответственно перед левым и пра-

вым модуляторами АБС; P_{T22} и P_{T23} – давления в трубках заднего контура соответственно перед левым и правым модуляторами АБС; P_{ABS11} и P_{ABS12} – соответственно давления в левом и правом модуляторах переднего контура; P_{ABS21} и P_{ABS22} – соответственно давления в левом и правом модуляторах заднего контура; P_{T14} и P_{T15} – давления соответственно в левой и правой трубках переднего контура, расположенных перед тормозными камерами; P_{T24} и P_{T25} – давления соответственно в левой и правой трубках заднего контура, расположенных перед тормозными камерами; P_{K11} и P_{K12} – давления соответственно в левой и правой тормозных камерах переднего контура пневматического тормозного привода; P_{K21} и P_{K22} – давления соответственно в левой и правой тормозных камерах заднего контура пневматического тормозного привода; P_{R21} и P_{R22} – давления соответственно в верхней и нижней секции ускорительного клапана.

Для наполнения и опорожнения ДЕ-звеньев в качестве граничных условий на входе и выходе задавались параметры давления и температуры, определяемые по значениям в ресивере соответственно переднего и заднего контура тормозного привода двухосного транспортного средства. В качестве начальных условий при моделировании привода задавались параметры состояния сжатого воздуха в полости перед наполнением и опорожнением соответственно. На выходе из модуляторов АБС при опорожнении задавалось относительное статическое давление. При моделировании было принято допущение о постоянстве давления в ресивере.

При расчете динамики пневматического тормозного привода от начального состояния до конечного количество итераций определялось в зависимости от времени моделирования процессов, протекающих при торможении транспортного средства, которое определялось по модели динамики торможения транспортного средства. В конце процесса моделирования динамики движения транспортного средства его скорость должна равняться нулю.

Сравнение методик расчета пневматического тормозного привода показал, что средняя погрешность расчетов динамики привода при использовании метода расчета предложенного Метлюк Н.Ф. на начальной стадии торможения транспортного средства составляет 15,5 %, а при использовании метода Герц Е.В. – 16,5%. При расчетах было выполнено 600 000 итераций, что соответствует шагу вычисления – $5 \cdot 10^{-6}$ с.

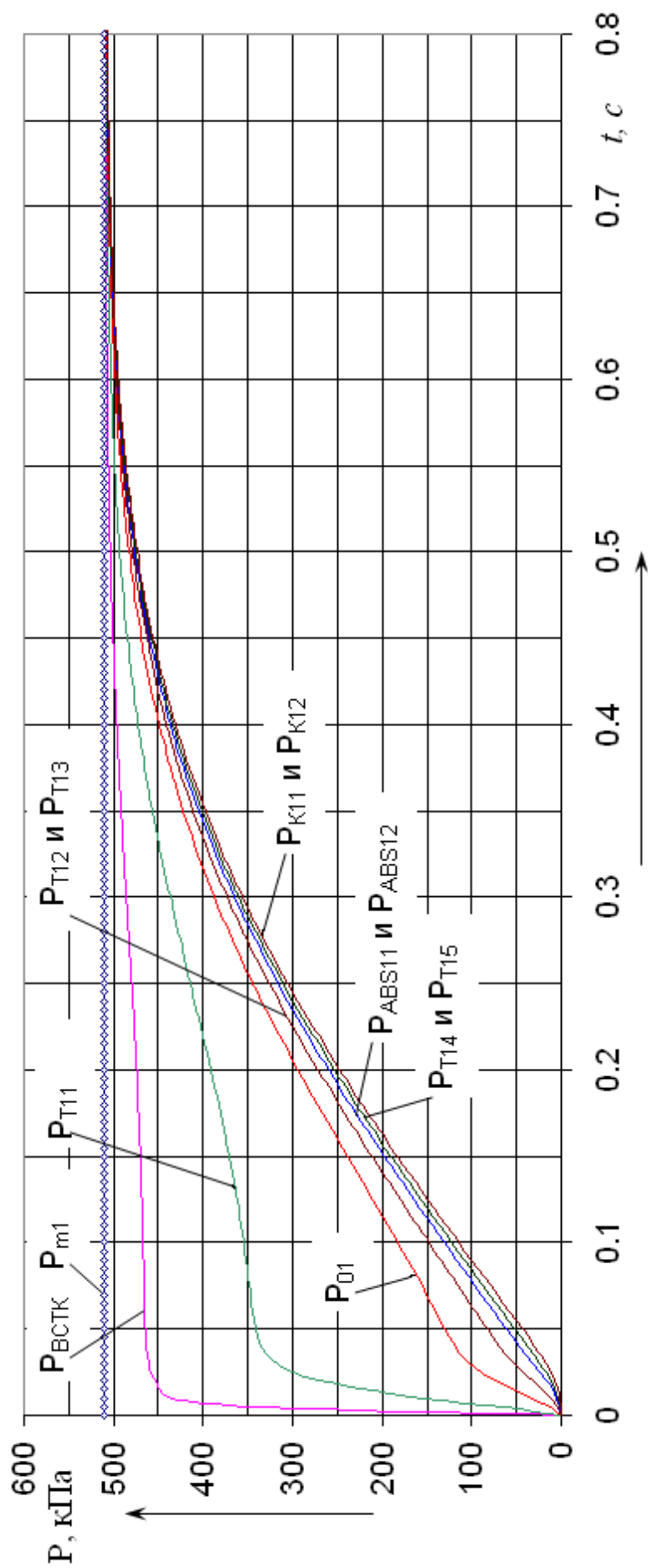


Рис. 3.4. Моделирование переходных процессов в переднем контуре пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200 по методу Метлюка, при торможении снаряженного транспортного средства в условиях сухого асфальтового покрытия на пределе блокирования передних и задних колес

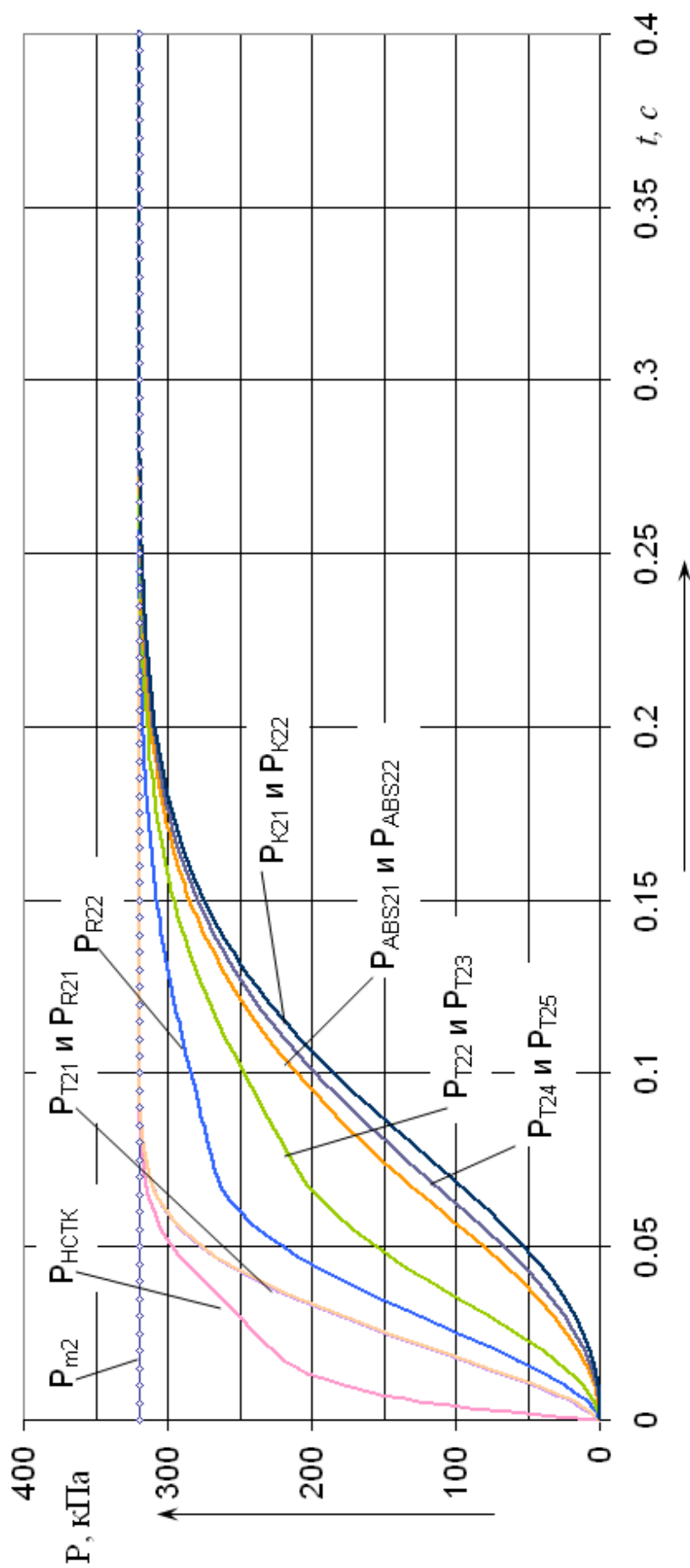


Рис. 3.5. Моделирование переходных процессов в заднем контуре пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200 по методу Метлюка, при торможении снаряженного транспортного средства в условиях сухого асфальтового покрытия на пределе блокирования передних и задних колес

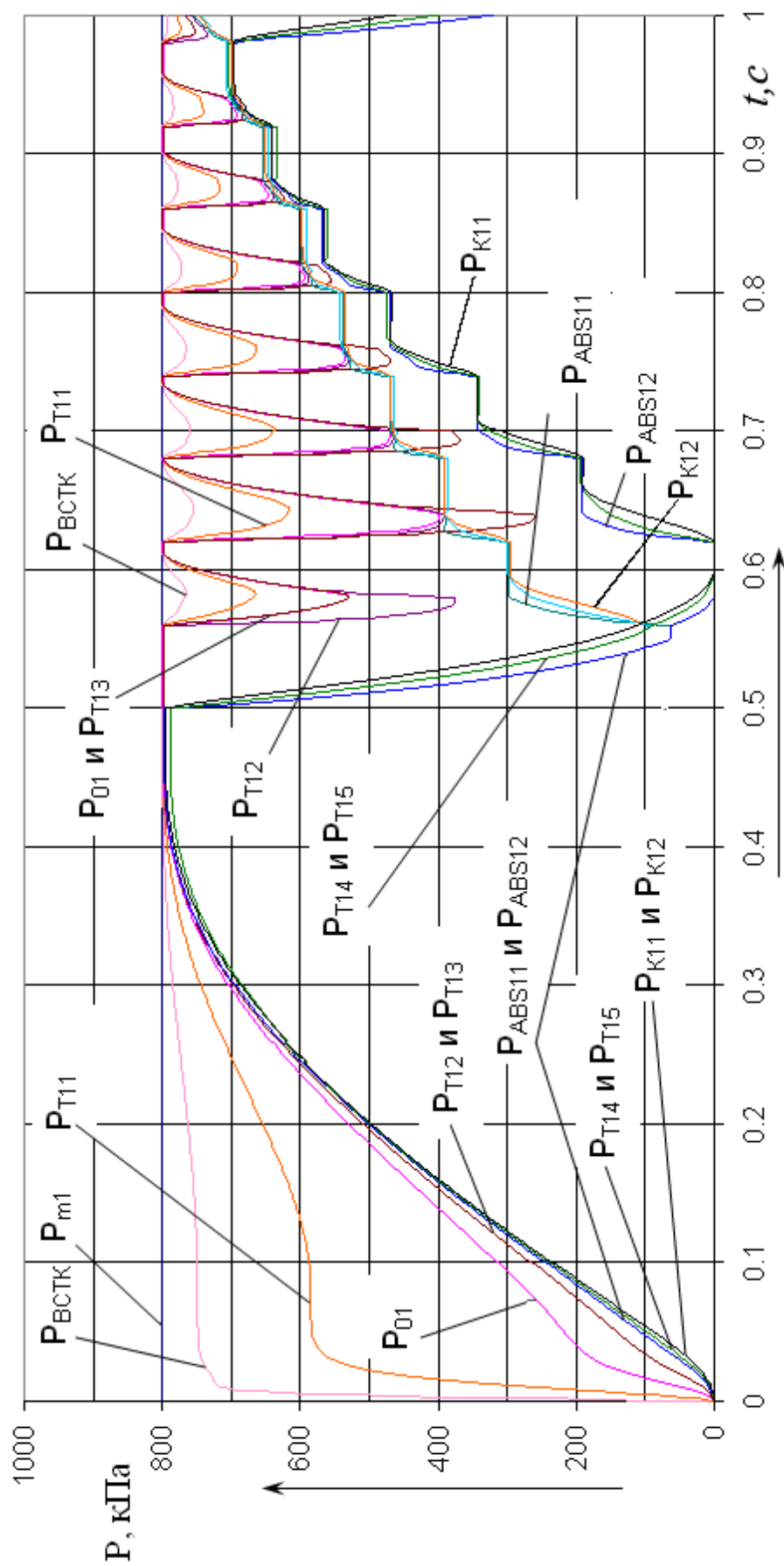


Рис. 3.6. Моделирование переходных процессов в переднем контуре пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200 по методу Метлюка, при торможении снаряженного транспортного средства, оборудованного АБС в условиях сухого асфальтового покрытия (уклон дороги 3°)

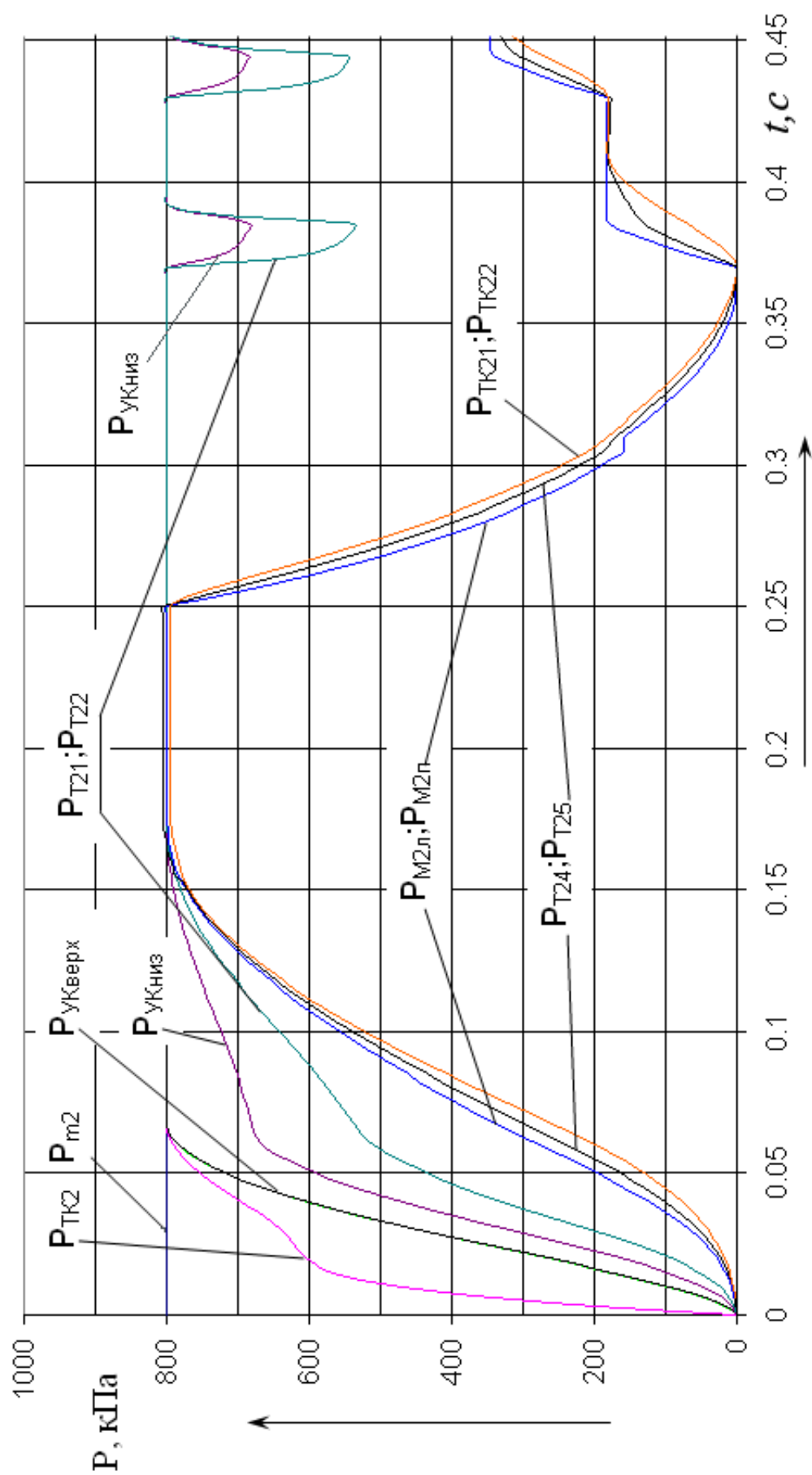


Рис. 3.7. Моделирование переходных процессов в заднем контуре пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200 по методу Метлюка, при торможении снаряженного транспортного средства, оборудованного АБС в условиях сухого асфальтового покрытия (уклон дороги 3°)

Таблица 3.1

**Результаты моделирования и экспериментальные данные динамики
пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200 при
качении его колес на пределе блокирования**

Загрузка автобуса		Снаряженный			Груженный		
Затормаживаемая ось		перед.	зад.	обе	перед.	зад.	обе
Сухое асфальтовое покрытие							
Давление в приводе, кПа		580	450	510/320	530	500	500/420
Давление при 75 % от P_{max} , кПа		435	338	383/240	398	375	375/315
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (метод Метлюка), с		0,335	0,135	0,333/ 0,128	0,334	0,136	0,34/ 0,133
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (метод Герца), с		0,267	0,108	0,268/ 0,1	0,268	0,11	0,265/ 0,106
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (эксперимент), с		0,42	0,13	0,38/ 0,13	0,3	0,19	0,34/ 0,12
Погрешность вычислений, %	Метлюк	20	3,7	12,4/1,5	10	28,4	0/9,8
	Герц	36	17	29/23,1	10,7	42	22/11,7
Укатанный снег							
Давление в приводе, кПа		180	240	175/220	240	320	235/280
Давление при 75 % от P_{max} , кПа		135	180	131/165	180	240	176/210
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (метод Метлюка), с		0,285	0,12	0,28/ 0,118	0,3	0,128	0,3/ 0,123
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (метод Герца), с		0,35	0,135	0,345/ 0,148	0,33	0,165	0,37/ 0,15
Время нарастания давления до 75 % от P_{max} (эксперимент), с		0,38	0,13	0,375/ 0,18	0,35	0,19	0,35/ 0,135
Погрешность вычислений, %	Метлюк	25	7,7	25,3/34,4	14,3	32,6	14,3/8,9
	Герц	7,9	3,7	8/17,8	5,7	13,2	5,4/10

Таблица 3.2

**Результаты моделирования и экспериментальные данные динамики
пневматического тормозного привода автобуса МАЗ - 256200**

Загрузка автобуса		Снаряженный			Груженный		
Затормаживаемая ось		перед.	зад.	обе	перед.	зад.	обе
1		2	3	4	5	6	7
Сухое асфальтовое покрытие							
Давление в приводе, кПа		800					

Окончание табл. 3.2

1		2	3	4	5	6	7
Количество срабатываний модулятора	Метлюк	7	5	7/4	7	6	9/5
	Герц	6	4	6/4	7	5	8/5
	Эксперимент	–	–	6/5	–	–	7/6
Количество циклов затормаживания	Метлюк	10	18	5/8	11	11	3/6
	Герц	10	20	5/8	13	12	4/7
	Эксперимент	–	–	4/6	–	–	4/6
Среднее давление в тормозных камерах, кПа	Метлюк	400	350	450/350	415	460	470/440
	Герц	410	370	500/350	400	470	455/400
	Эксперимент	–	–	540/340	–	–	450/380
Погрешность вычислений, %	Метлюк	–	–	16,7/2,8	–	–	4,3/13,6
	Герц	–	–	7,4/2,8	–	–	1,1/5
Время открытия впускного клапана в модуляторе, с	Метлюк	0,045	0,05	0,04/0,04	0,04	0,05	0,04/0,04
	Герц	0,024	0,03	0,02/0,03	0,025	0,025	0,03/0,03
	Эксперимент	–	–	0,02/0,02	–	–	0,02/0,02
Укатанный снег							
Давление в приводе, кПа		800					
Количество срабатываний модулятора	Метлюк	3	3	3/3	2	3	2/3
	Герц	3	3	3/3	2	3	2/3
	Эксперимент	–	–	5/4	–	–	3/6
Количество циклов затормаживания	Метлюк	48	57	28/29	40	36	28/26
	Герц	32	57	20/26	38	34	26/27
	Эксперимент	–	–	14/17	–	–	15/20
Среднее давление в тормозных камерах, кПа	Метлюк	200	200	200/180	200	250	200/250
	Герц	220	200	230/200	210	260	250/250
	Эксперимент	–	–	250/190	–	–	280/300
Погрешность вычислений, %	Метлюк	–	–	20/5,3	–	–	28,6/16,7
	Герц	–	–	8/5	–	–	10,7/16,7
Время открытия впускного клапана в модуляторе, с	Метлюк	0,06	0,06	0,06/0,06	0,06	0,06	0,06/0,06
	Герц	0,03	0,03	0,03/0,03	0,03	0,03	0,03/0,03
	Эксперимент	–	–	0,02/0,02	–	–	0,02/0,02

На основе результатов моделирования пневматического тормозного привода получены кривые изменения тормозного момента (рис. 3.8) с учетом допущений, принятых в разделе 2.2.1, соответственно в передних и задних тормозных механизмах.

При моделировании тормозных механизмов возможен учет нечувствительности последних к давлению в тормозной камере на начальном этапе процесса затормаживания в соответствии с методикой, описанной Богомоловым В.А. [106].

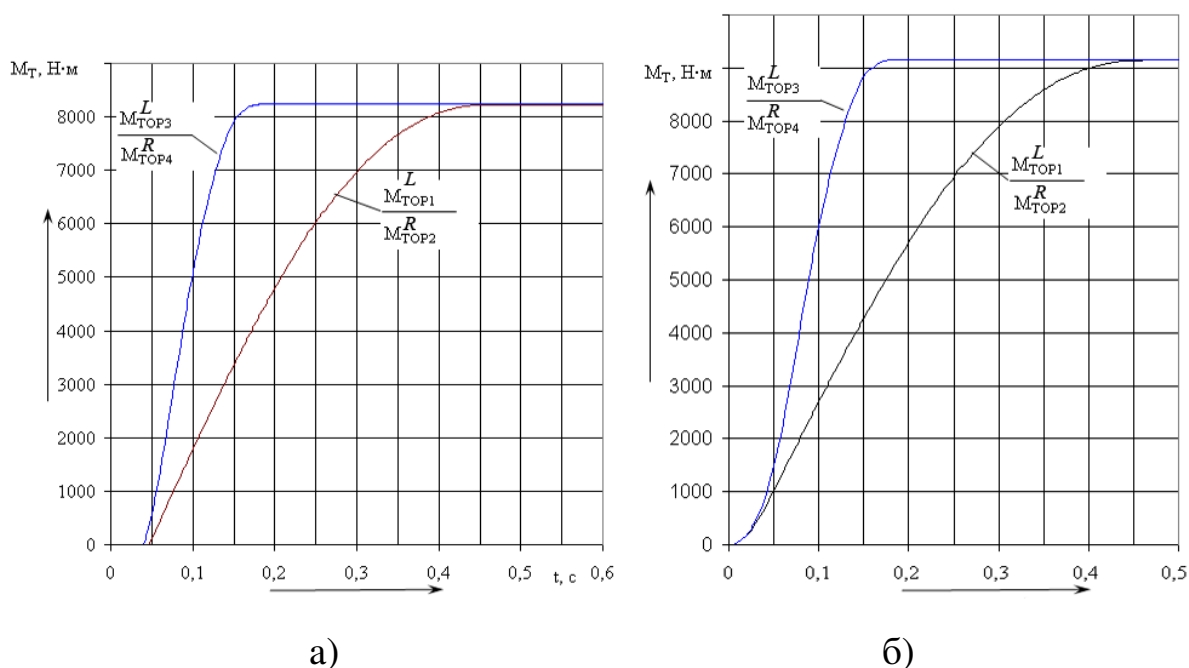


Рис. 3.8. Изменение тормозного момента по времени: а) с зоной нечувствительности; б) без зоны нечувствительности

Выполненные расчеты при моделировании показали хорошую сходимость результатов с полученными экспериментальными данными торможения автобуса МАЗ - 256200 на пределе блокирования передних и задних колес в условиях сцепления «сухое асфальтовое покрытие» и «укатанный снег». Давления в левых и правых тормозных камерах переднего и заднего контуров при моделировании и на экспериментальных зависимостях, приведенных в четвертом разделе, изменяются практически синхронно, что связано с незначительной разницей в длинах трубопроводов, отходящих от разветвлений. В качестве контрольной точки, для проверки приближения полученных решений к экспериментальным, выбрана точка, определяемая при изменении давления на 75 % от диапазона давлений выставленных в ресиверах при качении колес на пределе блокирования. Сравнительный анализ теоретических и экспериментальных данных, приведенных в табл. 3.1 и 3.2, показал, что выбор выходных параметров САР тормозного усилия существенно зависит от метода расчета пневматического тормозного привода и не зависит от конструкции и геометрических параметров механизмов.

Следует отметить, что при моделировании САР тормозного усилия методика, предложенная Е.В. Герц, показала лучшую сходимость результатов моделирования с экспериментальными данными (средняя погрешность расчетов по методике Герц Е.В. не превысила 7,1 %, а по методике Метлюка Н.Ф. – 13,5 %).

3.4 Моделирование динамики торможения транспортного средства, оборудованного системой автоматического регулирования АБС

Моделирование динамики торможения транспортного средства в рамках известной концепции проектирования тормозного управления, на примере транспортного средства с пневматическим тормозным приводом, оборудованным ускорительным клапаном и индивидуальными модуляторами АБС, основывается на переходных процессах, протекающих в приводе при работе системы автоматического регулирования тормозного усилия в режиме автоматического затормаживания и растормаживания объектов регулирования (автомобильных колес).

Уравнения (2.19) (см. раздел 2.1.1) были решены с использованием уравнения (2.20), в котором реализуемое сцепление шины с опорной поверхностью определялось на основе зависимостей (1.15), (2.22) и (4.4) путем разрешения углового ускорения колес двухосного транспортного средства относительно давлений в тормозных камерах по зависимостям (2.24). В результате моделирования были получены кривые изменения скорости движения транспортного средства (V_a), скорости вращения его колес (V_1, V_2, V_3, V_4), пройденного пути (S_{OCT}) за процесс торможения, а также кривая линейного замедления (j_a) транспортного средства (рис. 3.9 и 3.10).

Моделирование динамики торможения транспортного средства с учетом изменения давления в тормозном приводе автоматизированного тормозного управления позволило выполнить сравнительную оценку теоретических и экспериментальных данных, полученных в дорожных условиях на автобусе МАЗ - 256200, оборудованном индивидуальными модуляторами АБС производства «Экран» (Белоруссия), для подтверждения теоретических уточнений, выполненных при исследовании динамики торможения двухосного транспортного средства во втором разделе. Результаты моделирования для удобства анализа были сведены в табл. 4.6 раздела 4.3.

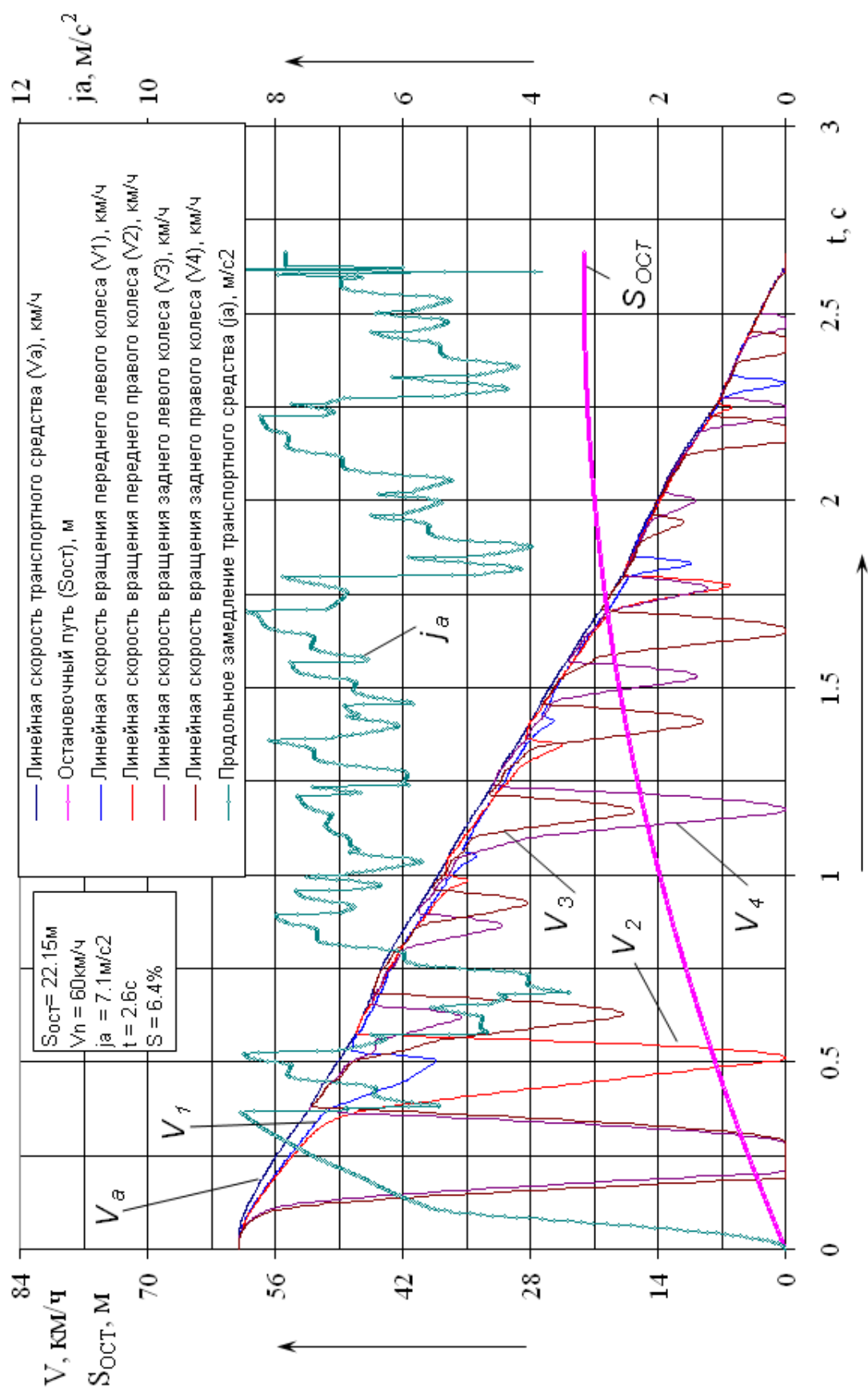


Рис. 3.9. Моделирование динамики торможения автобуса МАЗ – 256200 с АБС в условиях торможения «сухое асфальтовое покрытие»

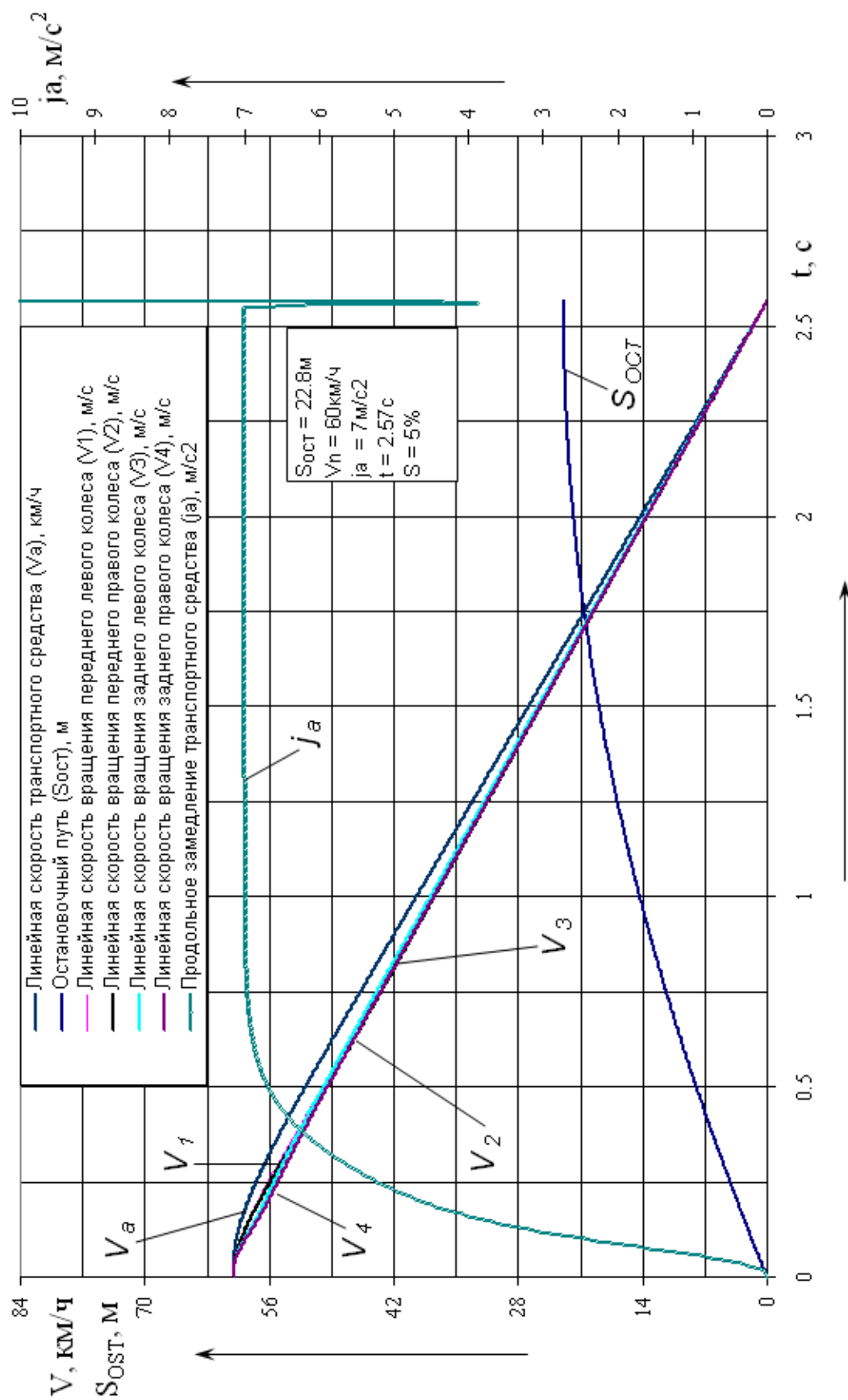


Рис. 3.10. Моделирование динамики торможения автобуса МАЗ – 256200

в условиях торможения «сухое асфальтовое покрытие» на пределе блокирования передних и задних колес

4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ АБС НА ДИНАМИКУ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОЛЕС

Для подтверждения теоретических положений, изложенных во втором разделе монографии, и результатов математического моделирования рабочих процессов, приведенных в третьем разделе, были выполнены экспериментальные исследования, подтверждающие теоретические рассуждения и результаты моделирования.

4.1 Методика исследований, оборудование, приборы и аппаратура

4.1.1 Приборы, аппаратура и методика стендовых экспериментальных исследований

Стендовые экспериментальные исследования проводились в лаборатории кафедры автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ) на существующих и вновь созданных установках. Все этапы стендовых экспериментальных исследований выполнялись на большом инерционном стенде, предназначенном для исследования и доводки опытных образцов АБС автотранспортных средств с пневматической тормозной системой. На стенде (рис. 4.1) была смонтирована установка из агрегатов и элементов тормозной системы автомобиля ЗиЛ-4335, которая включает: ресивер 20, тормозной кран 18, тормозную камеру 23 (тип 20), колесо 26 передней оси с шиной типоразмера 11.00 - R20. Все агрегаты соединены между собой трубопроводами стандартного сечения 6 мм. Особенностью смонтированной установки является установка между тормозным краном 18 и тормозной камерой 23 модулятора антиблокировочной системы 22. Для автоматического управления модулятором 22 на ступице колеса 26 смонтировано кодовое колесо 27, которое имеет сто зубьев в соответствии с рекомендациями, приведенными в каталоге фирмы *Knorr-Bremse* [117], с которого индуктивный датчик 28 считывает информацию о скорости вращения колеса 26.

Рис. 4.1. Схема большого инерционного стенда ХНАДУ

Модулятор 22 управляется посредством передачи по электрическим проводам сигналов от блока управления 30, в котором заложен алгоритм с прерыванием фаз регулирования тормозного момента. Величина давления в ресивере 20 регулируется регулятором давления 19 модели *CAMOZZI SA-R30-10*, который оснащен манометром для измерения давления типа М – 1, 2 МПа.

Пневматическая магистраль стенда состоит из компрессора 1 модели *M1555-2*, автоматического регулятора давления 2, который отключает компрессор при давлении 1 МПа, ресиверов 3 и 6, а также ручного крана 5. Для контроля давления использовался образцовый манометр 4 модели *ОБМ1-160* со шкалой до 1 МПа и ценой деления 0,25 МПа.

Электроклапан 10 и тормозной цилиндр 16 предназначены для управления тормозным краном 18. Электроклапан 10 и трубопровод, соединяющий электроклапан 10 и тормозной цилиндр 16, подобраны таким образом, что время приведения в действие тормозной передачи не превышает 0,2 с, что соответствует требованиям, предъявляемым к темпу приведения в действие органа управления рабочей тормозной системы автотранспортного средства [5]. Для определения начала срабатывания тормозного крана на штоке тормозной камеры 16 зафиксирован датчик перемещения 17 модели *CLP-16-100* производства *Megatron*, со шкалой измерения до 100 мм.

Беговая дорожка 32 инерционного стенда приводится в движение при помощи электродвигателя 33 через карданный вал 34. Инерционные массы 35 ($I_b = 780 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) имитируют вес автомобиля, приходящийся на переднюю ось автомобиля ЗиЛ-4335, что соответствует методике оценки антиблокировочных систем, приведенной в международном документе Правила №13 ЕЭК ООН [3].

На инерционном стенде имеется возможность изменять величину реализуемой тормозной силы посредством прижатия колеса 26 цилиндрами 13 к беговому барабану 32. Усилие прижатия контролируется манометром 15 и регулируется электроклапаном 11. Нагрузочный цилиндр 14 при торможении колеса отключается электроклапаном 12. Цилиндр 14 необходим для подвешивания колеса 26 над беговой дорожкой 32 при разгоне инерционного стенда.

Стенд оснащен измерительно-регистрирующим оборудованием, которое состоит из ноутбука 31 модели *DELL D830* и измерительного комплекса (СТЕНД), который выполнен на базе микроконтроллера *MSP430F149*. Измерительный комплекс имеет возможность с интерва-

лом времени 0,002 с измерять информацию с 27 датчиков, из которых 6 цифровых и 21 аналоговых.

Для получения сигналов с аналоговых датчиков давления 24, 25 и 39 модели *MPX 5999D*, датчика перемещения 17 модели *CLP-16-100*, используются операционные усилители. Для получения сигнала с аналогового датчика усилия 38 модели *LPX-10000* производства *Precision Transducers Ltd* используется дифференциальный усилитель. Применяемые усилители обеспечивают большое выходное сопротивление для последующего преобразования выходного сигнала при помощи 12-ти разрядного аналого-цифрового преобразователя в физическую величину давление, перемещение или усилие.

Для получения сигналов с цифровых датчиков скоростей 28 и 37, модели *АДЮ И.407111.003МЧ*, применяется формирующий усилитель, который усиливает сигнал и формирует прямоугольный импульс для последующей его обработки регистрирующим комплексом 29.

Измерительно-регистрирующее оборудование размещалось на специально оборудованном пульте. Общий вид измерительно-регистрирующей аппаратуры и пульта представлен на рис. 4.2.

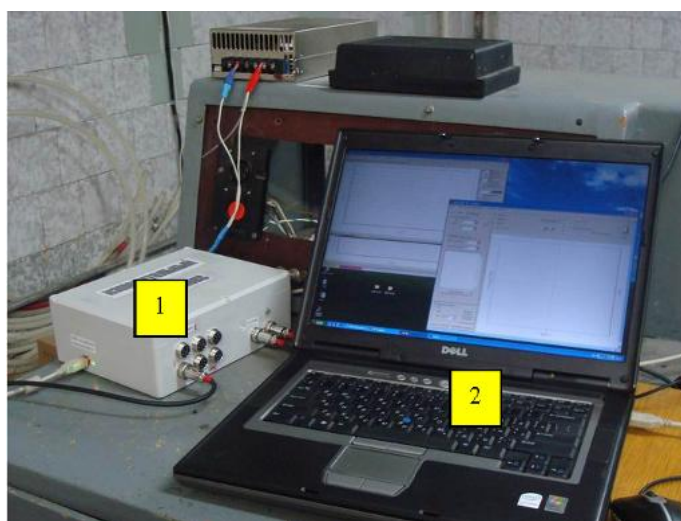


Рис. 4.2. Общий вид пульта и измерительно-регистрирующей аппаратуры:
1 – измерительно-регистрирующий комплекс; 2 – переносной компьютер (*Notebook DELL D830*)

Программа экспериментальных стендовых исследований включала:

- определение влияния нагрузки, скорости, хода штока тормозной камеры и дросселя на процесс качения автомобильного колеса в тормозном режиме, без блокирования, с предельными сцепными возможностями;

– влияние систем автоматического регулирования, в частности анти-блокировочной системы, на качество процесса регулирования тормозного момента при различных сочетаниях факторов;

– проверку правильности теоретических зависимостей (2.3) – (2.37), приведенных во втором разделе данной монографии.

В соответствии с программой экспериментальных исследований на оборудованной установке измерялись следующие параметры:

– давление воздуха в тормозной камере (P_{TK}) и давление воздуха в ресивере ($P_{рес}$);

– давление в нагрузочных цилиндрах;

– перемещение следящего поршня (h_p) в тормозном кране (для определения момента начала срабатывания тормозной системы);

– усилие в тормозном механизме, возникающее при качении колеса на пределе сцепных возможностей (усилие измерялось на плече 0,72 м);

– скорости вращения колеса (V_k) автомобиля ЗиЛ-4335 и беговой дорожки (V_b) инерционного стенда ХНАДУ;

Монтаж агрегатов и элементов тормозной системы автомобиля ЗиЛ-4335 осуществлялся на вертикальных и горизонтальных неподвижных элементах большого инерционного стенда кафедры автомобилей ХНАДУ (рис. 4.3).

Исследование процесса качения автомобильного колеса на пределе сцепных возможностей проводилось следующим образом.

Электродвигателем 33 через карданную передачу 34 разгонялась беговая дорожка 32 с инерционными массами 35 до скорости V_k согласно условиям факторного эксперимента, приведенного в разделе 4.2. Затем при помощи цилиндра 14 колесо 26 опускалось на беговой барабан 32, после чего оно нагружалось при помощи двух цилиндров 13 до величины P_z в соответствии с условиями факторного эксперимента, приведенного в разделе 4.2. Величина P_z контролировалась по манометру 15 и датчику давления 39 (величина давления прямопропорциональна массе действующей на колесо). После чего, тумблером 7 включался электроклапан 10, который перепускал сжатый воздух в тормозную камеру 16. Время перемещения штока тормозной камеры фиксировалось датчиком перемещения 17. Через тормозной кран 18 из ресивера 20 сжатый воздух поступал по трубопроводам к серийному модулятору 22 и затем к тормозной камере 23. Давление в тормозной камере 23 фиксировалось измерительно-регистрирующим комплексом 29 при помощи датчика 24, данные о величине давления передавались на ноутбук 31, для последую-

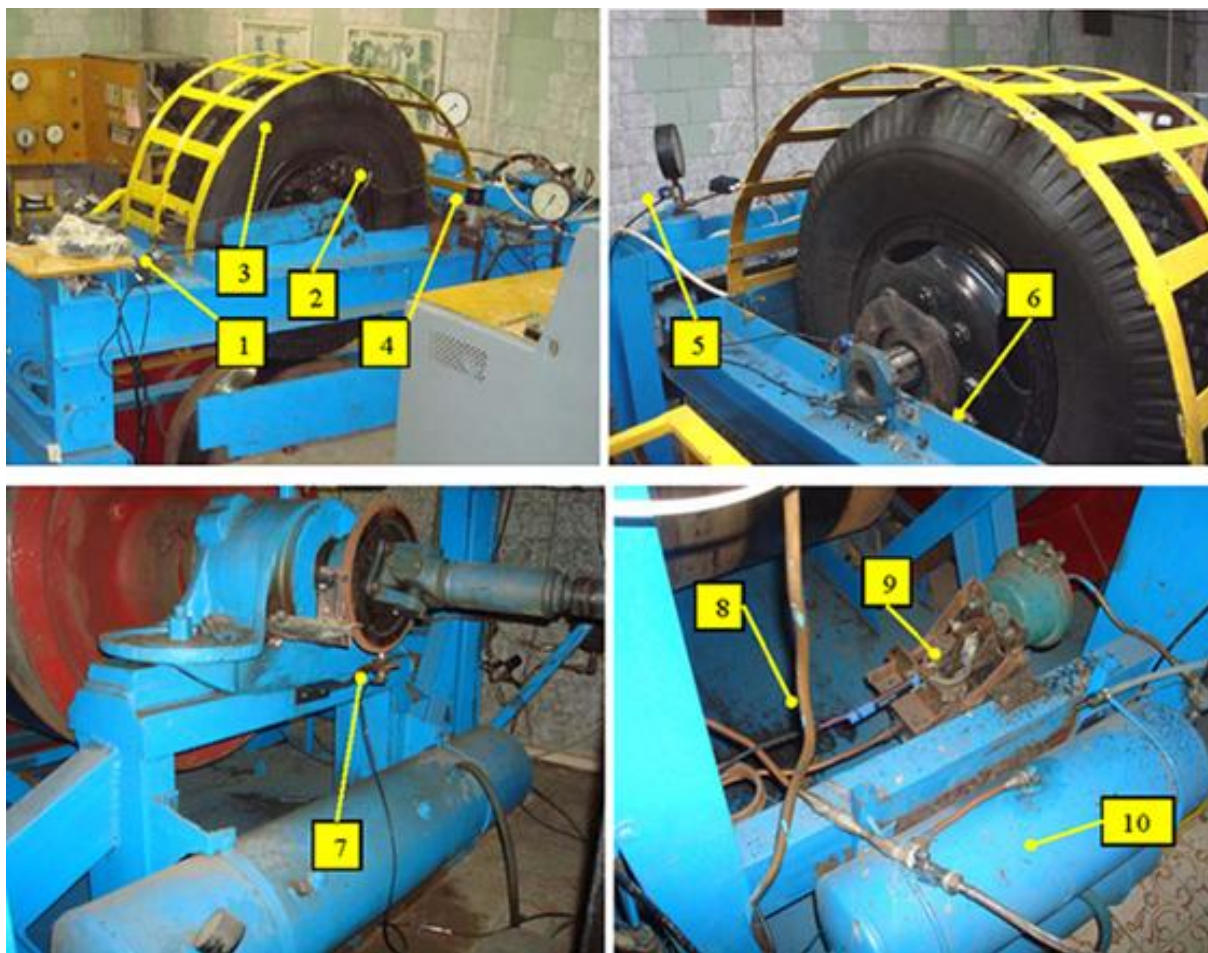


Рис. 4.3. Места монтажа элементов тормозной системы автомобиля ЗиЛ-4335 и информационных датчиков: 1 – датчик усилия модели *LPX-10000*; 2 – датчик давления *MPX 5999D* в тормозной камере; 3 – колесо автомобиля ЗиЛ-4335 с барабанным тормозным механизмом; 4 – модулятор давления АБС «KNORR-BREMSE»; 5 – датчик давления *MPX 5999D*, определяющий величину прижатия колеса к беговому барабану инерционного стенда; 6,7 – датчики скорости модели *АДЮ И.407111.003МЧ*; 8 – трубопроводы тормозной системы автомобиля ЗиЛ-4335; 9 – тормозной кран с датчиком перемещения *CLP-16-100*; 10 – ресиверы тормозной системы автомобиля ЗиЛ-4335

щего сохранения в файл. Контроль правильности настройки датчиков давления 24 и 25 осуществлялся образцовым манометром 21. Давление в ресивере 20 подбиралось для каждого сочетания факторов, приведенных в разделе 4.2, при помощи редуктора 19. Давление в ресиверах 6 и 3 поддерживалось в диапазоне от 0,8 до 1 МПа при помощи компрессора 1 и автоматического редуктора 2, контроль величины давления осуществлялся визуально при помощи образцового манометра 4. Параллельно измерительно-регистрирующий комплекс 29 считывал информацию, посредством прохождения зубьев импульсных кодовых колес 27 и 36

мимо датчиков частоты вращения 28 и 37. Информация, полученная с датчиков, обрабатывалась измерительно-регистрирующим комплексом и поступала на монитор ноутбука 31, после чего сохранялась исследователем в файл с расширением *.xls редактора *Microsoft Excel* или текстового редактора с расширением *.txt, данные которого можно легко импортировать в *Microsoft Excel*.

Количество опытов определялось с учетом оценки погрешности и достоверности измерений измерительно-регистрирующим комплексом всех записываемых параметров, который описан в разделе 4.1.3. Факторный эксперимент, приведенный в разделе 4.2, проведенный с точностью измерения 0,002 с, позволил исследовать процесс качения автомобильного колеса в предельных сцепных условиях на основе минимального количества проведенных экспериментов. Для каждой серии экспериментов запись процессов повторялась три раза для устранения систематических ошибок измерений, вызванных изменением параметров датчиков и измерительно-регистрирующей аппаратуры, тарировка датчиков проводилась до и после измерений.

После проведения полного объема экспериментов, в соответствии с планом факторного эксперимента, были проведены экспериментальные стендовые исследования системы автоматического регулирования АБС с прерыванием фаз регулирования тормозного усилия и сравнительная оценка САР, построенная на различных принципах управления и различных конструкциях модуляторов АБС.

4.1.2 Программа-методика дорожных экспериментальных исследований

Дорожные экспериментальные исследования проводились на автобусе МАЗ-256200 (рис. 4.4), приобретенном кафедрой автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета в целях проведения лабораторных работ и исследования динамики торможения при натурных заездах в различных нагрузочных, сцепных и скоростных условиях его эксплуатации. Все этапы дорожных экспериментальных исследований выполнялись с соблюдением техники безопасности и в соответствии с Правилами дорожного движения Украины.

В качестве измерительно-регистрирующего комплекса использовался комплекс, описанный в разделе 4.1.3, который фиксировал информацию (рис. 4.5) с пяти датчиков частоты вращения колес $V1$, $V2$, $V3$, $V4$

и V5 модели АДЮИ.407111.003МЧ, шести датчиков давления P1, P2, P3, P4, P5 и P6 модели MPX 5999D, одного датчика усилия F модели LPX-1000 и трех датчиков ускорения A1, A2 и A3 модели ММА7260QT, которые имеют возможность измерять ускорения по трем координатам X, Y и Z.



Рис. 4.4. Общий вид автобуса МАЗ-256200

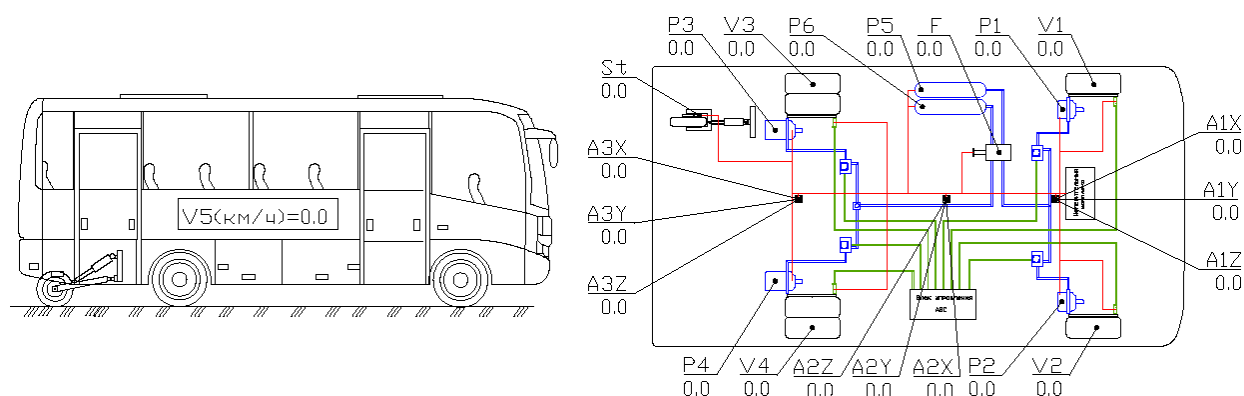


Рис. 4.5. Схема размещения датчиков на автобусе МАЗ-256200

Датчики были смонтированы на автобусе в соответствии с требованиями, предъявляемыми к электронным системам ТС. Смонтированные датчики не влияли на динамические процессы, протекающие при движении автобуса, как в тяговом, так и тормозном режимах.

Программа экспериментальных исследований предусматривала:

- определение влияния САР тормозного усилия, в частности АБС, на процесс торможения двухосного транспортного средства с пневматической тормозной системой;
- определение максимальной эффективности торможения автобуса МАЗ-256200 без блокирования колес при отключенной АБС.

Измерительно-регистрирующее оборудование размещалось в передней панели салона автобуса МАЗ-256200. Общий вид места размещения измерительно-регистрирующей аппаратуры представлен на рис. 4.6. Наблюдение за параметрами измерения осуществлялись с места второго водителя, расположенного в передней части автобуса.

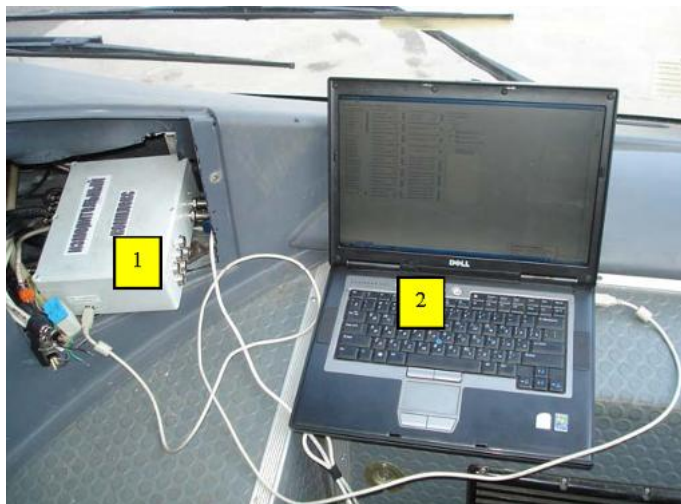


Рис. 4.6. Общий вид размещения измерительно-регистрирующей аппаратуры:
1 – измерительно-регистрирующий комплекс; 2 – переносной компьютер
(Notebook DELL D830)

4.1.3 Измерительно-регистрирующий комплекс

Измерительно-регистрирующий комплекс это 12-битный АЦП с быстродействием до 200 кГц, что позволяет измерять физические величины каждые 0,002 с. Точность преобразования по паспортным данным составляет ± 1 младший разряд, что в диапазоне изменения напряжения от 0 до 2,5 В дает погрешность изменения напряжения 0,0012 В, а при усилении в два раза погрешность изменения напряжения возрастает до 0,0024 В, при этом общая погрешность измерения измерительного комплекса по одному каналу в обе стороны составит:

$$\Delta = \frac{V_{\Delta} \cdot 2 \cdot 100 \%}{V} = \frac{0,0024 \cdot 2 \cdot 100 \%}{5} = 0,08 \ %.$$

Поскольку измерительно-регистрирующий комплекс имеет возможность записывать одновременно 27 сигналов (i) с различных датчиков, то общая погрешность комплекса при всех задействованных информационных каналах составит:

$$\Sigma \Delta = \Delta \cdot i = 0,08 \cdot 27 = 2,16 \ %.$$

Принципиальная схема измерительно-регистрирующего комплекса изображена на рис. 4.7.

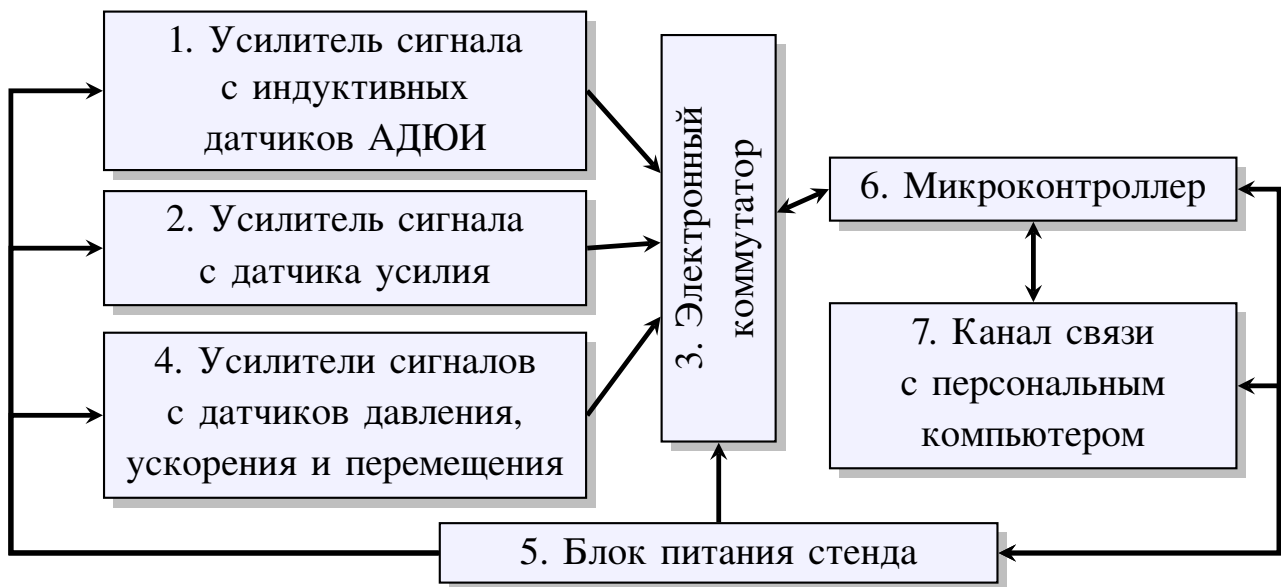
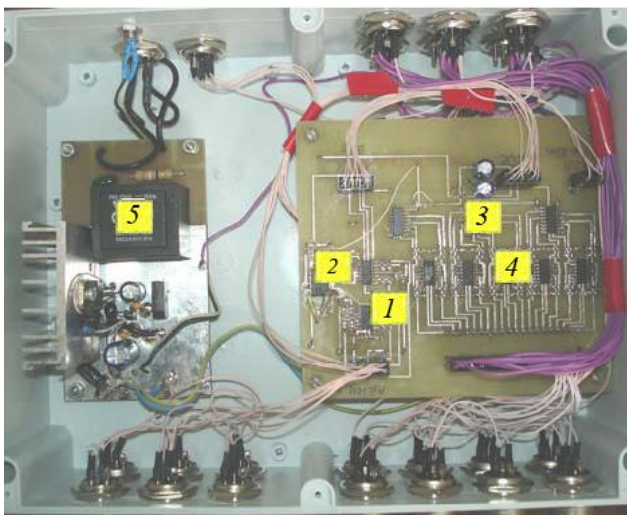
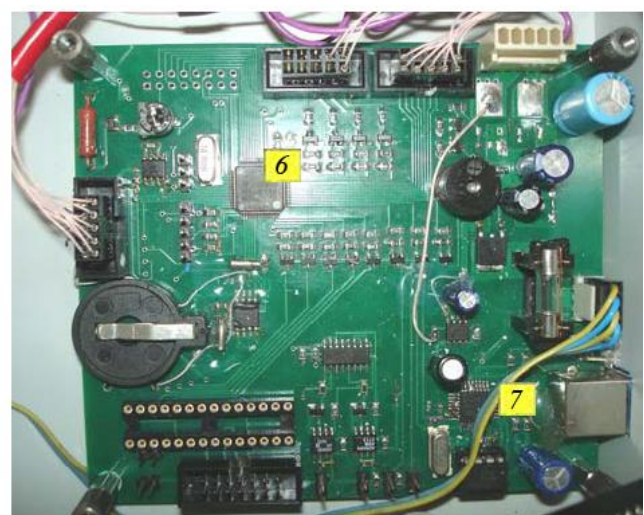


Рис. 4.7. Схема измерительно-регистрирующего комплекса

Измерительно-регистрирующий комплекс состоит из двух плат. На плате, изображенной на рис. 4.8,а), смонтированы усилители сигналов датчиков, а на двухсторонней печатной плате (рис. 4.8,б)) из фольгированного стеклотекстолита с металлизацией смонтированы устройства обработки и вывода информации, полученной с датчиков, которая усиливается при помощи платы с усилителями.



а)



б)

Рис. 4.8. Элементная база измерительно-регистрирующего комплекса:

а) – плата с усилителями; б) – плата с устройствами ввода и вывода информации

На рис. 4.8 обозначено: 1 – усилители сигналов *AD8544* фирмы *Analog Devices*, получаемых с индуктивных датчиков АДЮИ; 2 – усилители сигналов *AD623* фирмы *Analog Devices*, получаемых с датчика усилия; 3 – электронный коммутатор; 4 – усилители сигналов *AD8544* фирмы *Analog Devices*, получаемых с датчиков ускорения, давления и перемещения; 5 – блок питания микроконтроллера и усилителей напряжением питания 3,3 В и 5 В выполнен на микросхемах *7805* и *LP2951* соответственно; 6 – микроконтроллер *MSP430F149* фирмы *Texas Instruments*; 7 – канал связи с ПК выполнен с использованием интерфейса передачи данных *RS485* и преобразователем из *RS485* в интерфейс *USB*, выполненный на микросхеме *FT232RL*.

Интерфейс связи измерительно-регистрирующего комплекса с переносным компьютером (рис. 4.9) написан в среде разработки *Delphi*. В интерфейсе предусмотрена возможность настройки всех датчиков измерительно-регистрирующего комплекса и фильтрация данных по соседним данным для уменьшения влияния случайных возмущений, возникающих при записи физических параметров исследуемого объекта, а также возможность настройки точности выполняемых измерений в режиме реального времени.

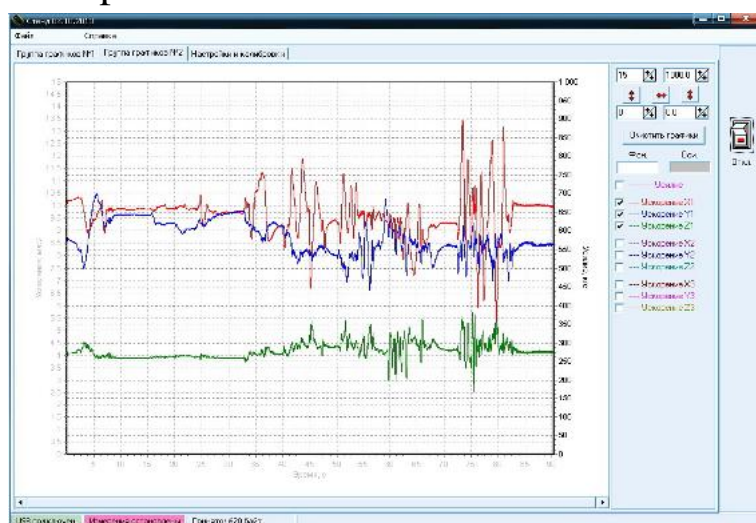


Рис. 4.9. Интерфейс связи измерительно-регистрирующего комплекса с переносным компьютером (*Notebook DELL D830*)

Измерительно-регистрирующий комплекс имеет возможность обрабатывать данные, полученные со всех 27 датчиков с частотами 50, 100 и 200 Гц, в зависимости от потребностей исследователя и в интерактивном режиме выводить на мобильный переносной компьютер визуализированную информацию с датчиков в виде меняющихся кривых во времени. Частоты измерения 50, 100 и 200 Гц соответствуют измерениям

соответственно с интервалом времени 0,05, 0,01 и 0,002 с. Вся снятая информация сохраняется пользователем в текстовый файл с расширением *.txt, что позволяет импортировать полученные данные в любой программный продукт, обрабатывающий массивы данных.

4.1.4 Блок управления системой автоматического регулирования тормозного усилия

Блок управления САР тормозного усилия исполнен на двух двухсторонних печатных платах из фольгированного стеклотекстолита, с металлизацией. Внешний вид плат представлен на рис. 4.10.

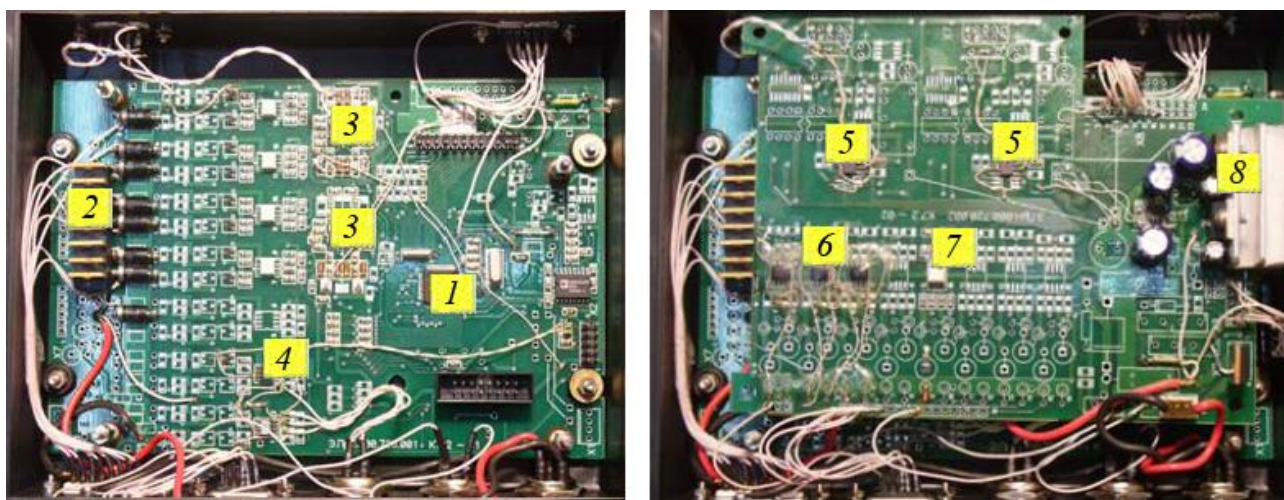


Рис. 4.10. Элементная база блока управления

На рис. 4.10 обозначено: 1 – микроконтроллер *MSP430F149* фирмы *Texas Instruments*; 2 – силовые ключи на полевых транзисторах *IPF530*; 3 – усилители сигналов *AD8544* фирмы *Analog Devices*, получаемых с датчиков ускорения; 4 – усилители сигнала *AD623* фирмы *Analog Devices*, получаемого с датчика усилия; 5 – канал связи с ПК выполнен с использованием интерфейса передачи данных *RS485* и преобразователем из *RS485* в интерфейс *USB*, выполненный на микросхеме *FT232RL*; 6 – усилители сигналов *AD8544* фирмы *Analog Devices*, получаемых с индуктивных датчиков АДЮИ; 7 – преобразователь сигнала от датчика «СТОП-СИГНАЛА» выполнен на базе оптопары *MOC213*; 8 – блок питания микроконтроллера и усилителей, напряжением питания 3,3 В и 5 В выполнен на микросхемах *7805* и *LP2951* соответственно.

Работа блока управления заключается в соответствии с блок-схемой управления, приведенной на рис. 4.11: информация с датчиков скорости

АДЮИ.407111.003МЧ обрабатывается посредством алгоритма, описанного в разделе 3.1, при помощи микроконтроллера (*MPS430F149*), который управляет силовыми ключами (*IRF530*), передающими сигналы на модуляторы АБС.

Работа блока организована в автоматическом режиме по сигналу датчика «СТОП-СИГНАЛА», расположенного в тормозной системе транспортного средства. Блок управления имеет возможность осуществлять запись информации с датчиков ускорения *MMA7260QT* и усилия *LPX-1000*, установленного на тормозной педали водителя. Параметры работы блока управления задаются испытателем через интерфейс (см. рис. 4.12), написанный на языке программирования C++. Связь блока управления САР с переносным компьютером осуществляется через разъем *RS485-USB*, что позволяет в интерактивном режиме испытателю наблюдать за изменением показаний датчиков непосредственно при торможении транспортного средства.

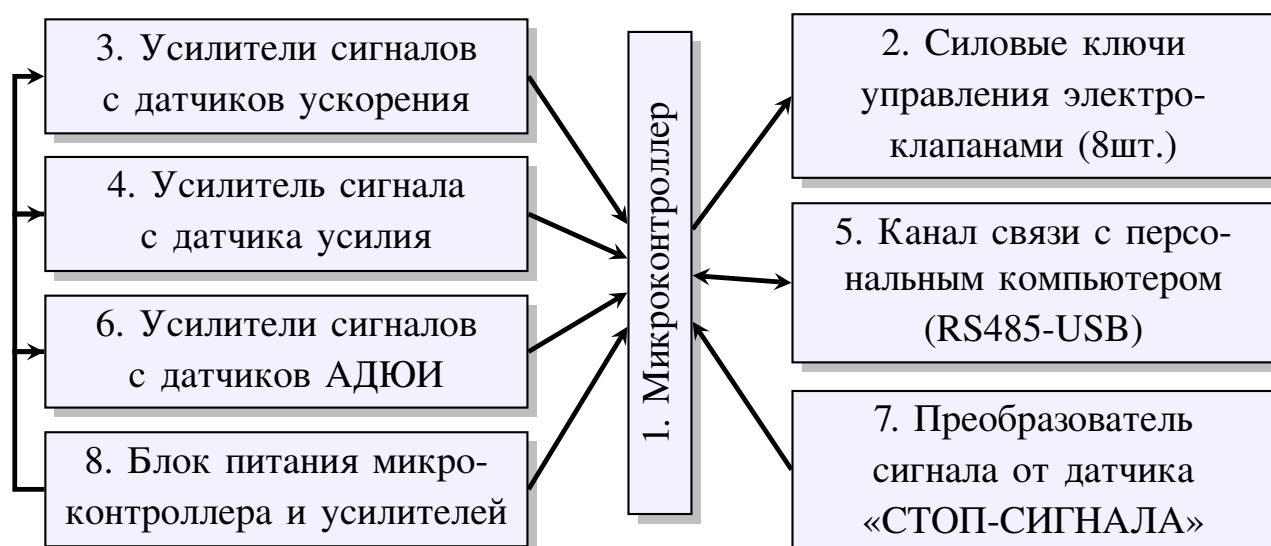


Рис. 4.11. Структурная блок-схема электронного блока управления

При проведении исследований испытатель имеет возможность при помощи мобильного переносного компьютера, используя интерфейс связи, менять параметры работы блока управления в интерактивном режиме. При вводе параметров блок управления САР тормозного усилия должен быть отключен от датчика «СТОП-СИГНАЛОВ», а после ввода параметров работы должен быть перезагружен путем отключения от питания.

Испытатель может ввести следующие параметры работы блока управления: *S1* – порог срабатывания алгоритма на растормаживание; *S2* – порог срабатывания алгоритма на затормаживание; *N1* – время открытия

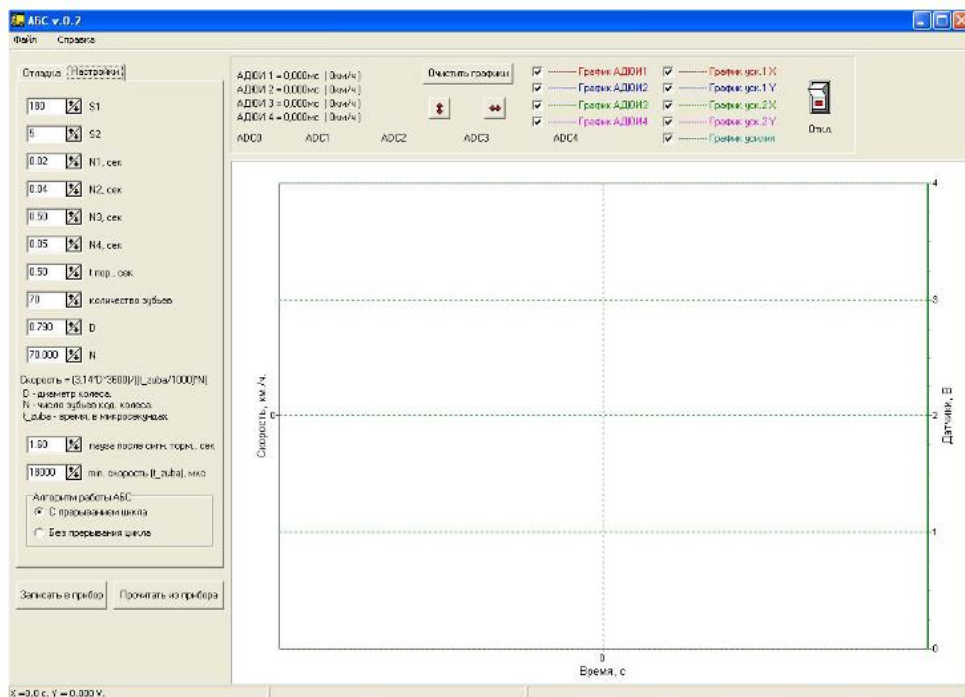


Рис. 4.12. Интерфейс связи с разработанным блоком управления АБС

впускных каналов модулятора АБС при фазе наполнения тормозной камеры; $N2$ – время перекрытия впускных каналов модулятора АБС при фазе наполнения тормозной камеры; $N3$ – время открытия выпускных каналов модулятора АБС при фазе опорожнения тормозной камеры; $N4$ – время перекрытия выпускных каналов модулятора АБС при фазе опорожнения тормозной камеры; N – количество зубьев кодового колеса; D – диаметр колеса. Также испытатель имеет возможность ввести время задержки начала работы алгоритма после нажатия на тормозную педаль и время ожидания появления сигналов с датчиков АДЮИ.407111.003МЧ. Такой способ ввода параметров алгоритма, заложенного в блок управления САР тормозного усилия, позволяет настроить работу системы в зависимости от испытываемого транспортного средства.

4.2 Исследования качения затормаживаемого колеса в стендовых условиях

Целесообразность оборудования тормозного управления современных транспортных средств системами автоматического регулирования в настоящее время не у кого не вызывает сомнения. Эти системы могут быть построены на различных принципах управления и оборудоваться различными средствами регулирования тормозного усилия. Однако,

производители таких систем, находясь на рынке более 20 лет, продолжают затрачивать значительные средства на поиск более качественных систем автоматического регулирования тормозного усилия. Очевидно, что для достижения поставленной цели, создания эффективной системы автоматического регулирования, необходимо обладать полной информацией об объекте регулирования, иначе созданная система будет работать с потерей эффективности в различных нагрузочных, скоростных и сцепных эксплуатационных условиях.

4.2.1 Особенности качения автомобильного колеса на грани блокирования в стендовых условиях

Как известно, эффективность торможения зависит от величины реализуемой тормозной силы в пятне контакта шины с дорогой, поэтому для создания качественной системы автоматического регулирования необходимо исследовать качение колеса по опорной поверхности с максимальной эффективностью при различных сочетаниях независимых друг от друга факторов (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Натуральные значения кодированных факторов

№опыта	h , мм	V_H , км/ч	P_z , Н	d , мм	№опыта	h , мм	V_H , км/ч	P_z , Н	d , мм
1	40	20	8800	8	14	30	60	8800	1
2	40	20	8800	1	15	40	60	17150	1
3	20	20	25500	8	16	20	20	8800	8
4	20	60	8800	4.5	17	20	40	25500	4.5
5	40	60	8800	8	18	20	60	8800	1
6	20	20	17150	1	19	30	20	25500	1
7	40	20	25500	8	20	20	60	25500	8
8	40	60	25500	1	21	20	40	8800	8
9	20	60	25500	1	22	20	20	8800	1
10	40	60	25500	8	23	40	20	17150	4.5
11	30	20	8800	4.5	24	30	40	17150	8
12	20	60	17150	8	25	40	40	8800	1
13	40	20	25500	1	—	—	—	—	—

В качестве факторов, влияющих на процесс качения колеса на пределе сцепных возможностей без блокирования, были приняты эксплуата-

ционные факторы, такие как: нагрузка (P_z , Н), рабочий ход тормозной камеры (h , мм), начальная скорость торможения ($V_{\text{н}}$, км/ч) и дроссель (d , мм), который устанавливался перед тормозной камерой на расстоянии 0,4 м, для исследования влияния проходных сечений регулирующего устройства (модулятора) непосредственно на процесс регулирования.

В качестве откликов были получены величины тормозного момента, и давления в тормозной камере в различные моменты времени процесса торможения, а так же время процесса торможения при соответствующих величинах тормозного момента и давления. Диапазон варьирования факторов выбирался с учетом реальных условий эксплуатации транспортных средств. Коэффициент сцепления шины с беговым барабаном во время проведения экспериментов не изменялся.

Для целостного исследования был спланирован и проведен факторный эксперимент, основанный на планах второго порядка [118–120]. Результаты эксперимента позволили получить уравнения регрессии, которые, с достаточной точностью, описывают изменение тормозного момента во времени на динамической и статической стадиях изменения давления в тормозной камере при качении колеса на грани блока.

Грань блока (предел блокирования) катящегося колеса при торможении в стендовых условиях определялась по методике изложенной в Правилах №13 ЕЭК ООН Приложение №13. За критерий грани блока колеса при торможении принималась наивысшая эффективность торможения с сохранением устойчивости и управляемости, которая оценивается тормозным путем и временем процесса торможения. Однако, при исследовании процессов качения автомобильного колеса следует обратить внимание на следующее:

- колесо может заблокироваться в начале процесса торможения;
- колесо может заблокироваться в середине процесса торможения;
- колесо может заблокироваться в конце процесса торможения.

В зависимости от момента блокирования колеса будет наблюдаться разная эффективность торможения.

Экспериментальными исследованиями было установлено, что наивысшая эффективность достигается при блокировании колеса в середине процесса торможения, но при этом нарушается устойчивость и не сохраняется управляемость транспортного средства, поскольку любое боковое возмущение может привести к его заносу. Наиболее рациональная эффективность торможения с сохранением устойчивости и управ-

ляемости может быть получена при блокировании колеса на скорости ниже 15 км/ч. Отсутствие блокирования колеса в процессе его затормаживания приводит к снижению эффективности, а значит к увеличению тормозного пути и времени торможения. При оценке САР выбор грани блока колеса играет важную роль, так, если в качестве грани блока приняты условия качения колеса без блокирования, система автоматического регулирования даст завышенную эффективность торможения.

Для получения уравнений регрессии функции $M = f(P_z, V_{\text{к}}, h, d)$, $p = f(P_z, V_{\text{к}}, h, d)$ и $t = f(P_z, V_{\text{к}}, h, d)$ были разложены в степенной ряд, который в упрощенной форме может быть представлен в виде квадратичного полинома:

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i \cdot x_i + \sum_{\substack{i=1, \dots, n-1 \\ j=2, \dots, n}} b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} \cdot x_i^2, \quad (4.1)$$

где b – коэффициенты регрессии полинома;

x – кодовые значения натуральных факторов.

Поскольку все выбранные факторы имеют разные размерности и количественно отличаются друг от друга (см. табл. 4.1) возникла необходимость в переводе натуральных факторов в безразмерные условные величины, чтобы иметь возможность спланировать план-матрицу эксперимента. Эта операция заключается в выборе нового масштаба для кодированных факторов, причем такого, чтобы минимальное значение кодированных факторов соответствовало (-1) , а максимальное значение $(+1)$, а также в переносе начала координат в точку со средними координатами x_{1CP} , x_{2CP} и x_{3CP} .

Текущее натуральное значение кодированного фактора X_i может быть определено из выражения:

$$x_i = \frac{2 \cdot X_i - X_{imax} - X_{imin}}{X_{imax} - X_{imin}}, \quad (4.2)$$

где X_{imax} – максимальное натуральное значение фактора;

X_{imin} – минимальное натуральное значение фактора.

Безразмерные условные величины натуральных факторов, которые использовались при проведении факторного эксперимента, представлены в виде план-матрицы, приведенной в табл. 4.2. В таблице также приведены возможные сочетания факторов в безразмерной форме.

Таблица 4.2

План-матрица четырехфакторного эксперимента

№ опыта	x_1	x_2	x_3	x_4	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_2x_3	x_2x_4	x_3x_4	x_1^2	x_2^2	x_3^2	x_4^2
1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1
2	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1
3	-1	-1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1
4	-1	1	-1	0	-1	1	0	-1	0	0	1	1	1	0
5	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1
6	-1	-1	0	-1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	1
7	1	-1	1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1
8	1	1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	1
9	-1	1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
11	0	-1	-1	0	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0
12	-1	1	0	1	-1	0	-1	0	1	0	1	1	0	1
13	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	1
14	0	1	-1	-1	0	0	0	-1	-1	1	0	1	1	1
15	1	1	0	-1	1	0	-1	0	-1	0	1	1	0	1
16	-1	-1	-1	1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	1
17	-1	0	1	0	0	-1	0	0	0	0	1	0	1	0
18	-1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1
19	0	-1	1	-1	0	0	0	-1	1	-1	0	1	1	1
20	-1	1	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1
21	-1	0	-1	1	0	1	-1	0	0	-1	1	0	1	1
22	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
23	1	-1	0	0	-1	0	0	0	0	0	1	1	0	0
24	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
25	1	0	-1	-1	0	-1	-1	0	0	1	1	0	1	1

Процесс описания поверхности откликов, согласно степенному ряду (4.1), начнем с линейной аппроксимации и завершим аппроксимацией второй степени для получения квадратичного полинома отклика.

Результаты стендовых экспериментальных исследований, соответствующие план-матрице четырехфакторного эксперимента, представлены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Результаты четырехфакторного эксперимента

№	t_1, c	t_2, c	t_3, c	t_4, c	t_{TK}, c	$M_1, Н \cdot м$	$M_2, Н \cdot м$	$M_3, Н \cdot м$	$M_4, Н \cdot м$	$P_{TK}, кПа$
1	0,29	0,58	0,72	1,45	0,55	5350	8700	8700	9600	565
2	1,1	2,15	2,15	2,15	2,6	5000	9600	9600	9600	770
3	0,24	0,48	0,63	1,24	0,43	6080	10560	10450	10250	600
4	0,3	0,6	2,56	4,4	0,53	4900	7650	7200	8100	550
5	0,65	1,3	2,4	4,5	0,6	6000	6800	6150	9600	525
6	0,84	1,68	1,68	1,7	1,91	6600	11250	11250	11250	760
7	0,35	0,71	0,96	1,32	0,57	7000	10400	10100	10700	645
8	1,23	2,47	2,9	4,5	2,7	4900	9100	9150	10900	700
9	0,93	1,87	2,4	4	2,1	5800	9100	9000	10700	710
10	0,46	0,93	2,1	4,17	0,6	6700	7800	7200	11200	610
11	0,31	0,63	0,96	1,7	0,56	4550	7200	7000	7800	520
12	0,32	0,65	1,9	3,8	0,44	7330	8700	8100	10400	595
13	1,1	2,2	2,2	2,2	2,62	5000	9960	9960	9960	770
14	1,2	2,4	3,3	4,9	2,14	4900	7800	7800	9500	550
15	1,21	2,42	3,13	4,85	2,95	4350	7700	7400	11300	690
16	0,23	0,46	0,98	1,68	0,42	4550	7200	7400	7300	480
17	0,45	0,9	1,4	2,25	0,5	9200	10900	10800	10900	670
18	0,96	1,92	2,6	4,7	1,81	4900	8000	7450	9250	610
19	0,92	1,84	1,84	1,85	2,2	5600	12000	12000	12000	800
20	0,29	0,58	1,96	3,55	0,46	6500	9300	9700	9300	585
21	0,32	0,64	1,5	2,8	0,44	6800	8700	8300	7900	530
22	0,8	1,61	1,61	1,65	1,94	6350	12000	12000	12000	790
23	0,39	0,78	0,98	1,5	0,69	5300	8700	8600	9100	635
24	0,55	1,1	1,79	2,5	0,79	8750	9350	9250	9250	580
25	1,07	2,15	2,53	3,45	2,84	4200	8900	9600	10800	690

Анализ экспериментальных исследований показал, что тормозной момент может изменяться при постоянном давлении в тормозной камере. Он имеет характерно выраженные точки, которые показаны схематично на рис. 4.13.

Полиномы, описывающие характер изменения характерных точек тормозного момента и давления в тормозной камере, получены с учетом коэффициентов регрессии, приведенных в табл. 4.4.

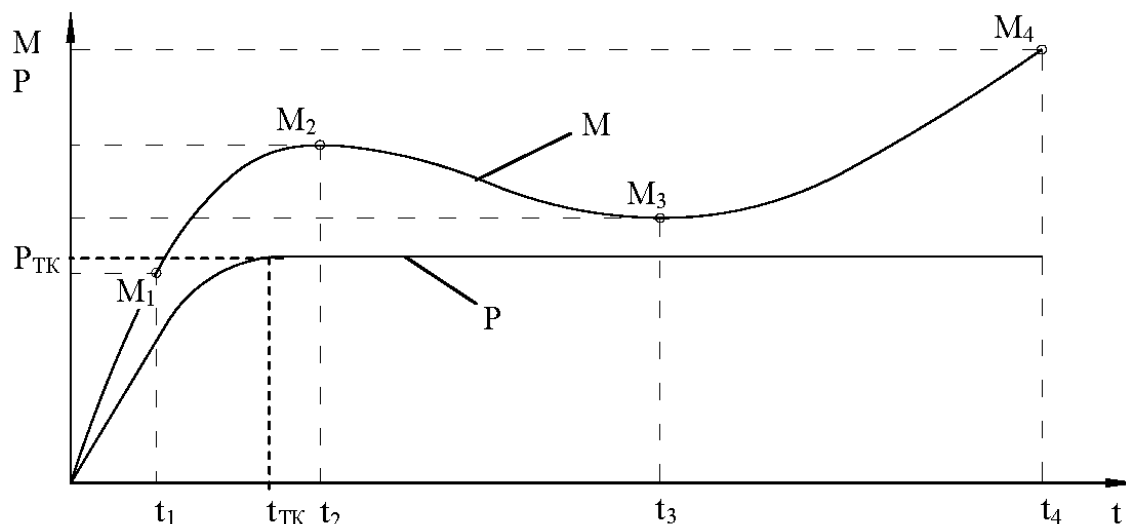


Рис. 4.13. Схематичные кривые изменения давления в тормозной камере и тормозного момента при стендовых испытаниях барабанного тормозного механизма автомобиля ЗиЛ-4335 с равными перемещениями колодок

Таблица 4.4

Коэффициенты регрессии полученных полиномов

Коэф.	t_1	t_2	t_3	t_4	t_{TK}	M_1	M_2	M_3	M_4	P_{TK}
b_0	0,514	1,031	1,73	2,617	0,786	788,6	901,3	885,6	957,3	5,958
b_1	0,1	0,202	0,145	0,165	0,225	-36,3	-48	-48,7	—	—
b_2	0,076	0,153	0,606	1,348	—	—	-90,7	-103	—	-0,303
b_3	—	—	-0,09	-0,2	—	61,8	82,8	85,99	72,5	0,411
b_4	-0,32	-0,65	-0,42	-0,24	-0,9	48,22	-54,9	-66,4	-61	-0,76
b_{i2}	0,026	0,052	—	0,06	—	—	—	—	36	—
b_{i3}	—	—	—	0,063	—	—	—	—	—	—
b_{i4}	—	-0,04	-0,11	-0,09	-0,15	54,11	28,32	—	47,8	0,117
b_{23}	-0,03	-0,05	-0,12	—	—	—	—	—	—	—
b_{24}	—	—	0,1	—	—	32,48	33,33	29,14	23,5	0,29
b_{34}	—	—	—	—	—	—	—	25,36	24,6	—
b_{i1}	-0,05	-0,1	-0,13	—	—	—	25,51	—	45,9	0,458
b_{22}	-0,07	-0,14	—	0,19	-0,15	-175	-95,6	-112	-37	-0,29
b_{33}	—	—	—	0,107	-0,07	-60,9	—	—	-36,6	-0,18
b_{44}	0,295	0,59	0,3	0,13	0,79	—	84,66	97,8	83,2	0,49
Критерий Фишера	0,843	0,367	1,095	0,43	0,313	1,999	1,467	1,91	1,34	1,955
Критерий Кохрена	0,289	0,17	0,042	0,042	0,288	0,079	0,282	0,327	0,266	0,055
5 %-я точка распределения Стьюдента	0,022	0,028	0,057	0,057	0,065	16,5	21,92	20,38	22,58	0,075

Полученные полиномы позволяют оценить характер изменения тормозного момента и давления в тормозной камере, в зависимости от хода штока тормозной камеры тип 20, начальной скорости торможения, дросселя перед тормозной камерой и нагрузки на колесе.

Полиномы в явном виде имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 t_1 &= 0,332424 + 0,033414 \cdot h + 0,01559685 \cdot V_{\text{ш}} - 0,30944 \cdot d + \\
 &\quad + 5,21 \cdot 10^{-6} \cdot P_z + 1,3 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot V_{\text{ш}} - 1,3 \cdot 10^{-7} \cdot P_z \cdot V_{\text{ш}} - \\
 &\quad - 4,77 \cdot 10^{-4} \cdot h^2 - 1,68 \cdot 10^{-4} \cdot V_{\text{ш}}^2 + 0,02411 \cdot d^2; \\
 M_1 &= 1055,96 - 103,9 \cdot h + 323,54 \cdot V_{\text{ш}} - 501,92 \cdot d + 0,296 \cdot P_z + \\
 &\quad + 15,17 \cdot h \cdot d + 4,55 \cdot V_{\text{ш}} \cdot d - 4,29 \cdot V_{\text{ш}}^2 - 6,6 \cdot 10^{-6} \cdot P_z^2; \\
 t_2 &= 0,5341 + 7,16 \cdot 10^{-2} \cdot h + 3,12 \cdot 10^{-2} \cdot V_{\text{ш}} - 0,5895 \cdot d + \\
 &\quad + 9,86 \cdot 10^{-6} \cdot P_z + 2,61 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot V_{\text{ш}} - 9,85 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot d - \\
 &\quad - 2,5 \cdot 10^{-7} \cdot V_{\text{ш}} \cdot P_z - 9,6 \cdot 10^{-4} \cdot h^2 - 3,4 \cdot 10^{-4} \cdot V_{\text{ш}}^2 + 0,05 \cdot d^2; \\
 M_2 &= 12876 - 232,99 \cdot h + 121,95 \cdot V_{\text{ш}} - 1189,04 \cdot d + 0,08554 \cdot P_z + \\
 &\quad + 7,94 \cdot h \cdot d + 4,67 \cdot V_{\text{ш}} \cdot d + 2,5 \cdot h^2 - 2,344 \cdot V_{\text{ш}}^2 + 67,795 \cdot d^2; \\
 t_3 &= -0,3732 + 0,1055 \cdot h + 0,03293 \cdot V_{\text{ш}} - 0,3096 \cdot d + \\
 &\quad + 1,06 \cdot 10^{-5} \cdot P_z - 2,96 \cdot 10^{-3} \cdot h \cdot d - 5,1 \cdot 10^{-7} \cdot P_z \cdot V_{\text{ш}} + \\
 &\quad + 1,393 \cdot 10^{-3} \cdot V_{\text{ш}} \cdot d - 1,29 \cdot 10^{-3} \cdot h^2 + 0,024642 \cdot d^2; \\
 M_3 &= 9931,76 - 47,81 \cdot h + 151,34 \cdot V_{\text{ш}} - 1185,28 \cdot d + 0,05513 \cdot P_z + \\
 &\quad + 4,084 \cdot V_{\text{ш}} \cdot d + 0,0075 \cdot P_z \cdot d - 2,7527 \cdot V_{\text{ш}}^2 + 78,32 \cdot d^2; \\
 t_4 &= 1,39 + 4 \cdot 10^{-3} \cdot h + 3,1 \cdot 10^{-2} \cdot V_{\text{ш}} - 0,09 \cdot d - 5,8 \cdot 10^{-5} \cdot P_z + \\
 &\quad + 3 \cdot 10^{-4} \cdot h \cdot V_{\text{ш}} + 6,6 \cdot 10^{-7} \cdot h \cdot P_z - 2,45 \cdot 10^{-3} \cdot h \cdot d - \\
 &\quad - 6,12 \cdot 10^{-7} \cdot V_{\text{ш}} \cdot P_z + 4,8 \cdot 10^{-4} \cdot V_{\text{ш}}^2 + 1,2 \cdot 10^{-9} \cdot P_z^2 + 0,01 \cdot d^2; \\
 M_4 &= 16666,12 - 400,94 \cdot h + 5,09 \cdot V_{\text{ш}} - 1431,3 \cdot d + 0,181 \cdot P_z + \\
 &\quad + 1,76 \cdot h \cdot V_{\text{ш}} + 13,39 \cdot h \cdot d + 3,3 \cdot V_{\text{ш}} \cdot d + 0,007 \cdot P_z \cdot d + \\
 &\quad + 4,5 \cdot h^2 - 0,91 \cdot V_{\text{ш}}^2 - 4 \cdot 10^{-6} \cdot P_z^2 + 66,63 \cdot d^2; \\
 t_{TK} &= 1,1984 + 0,041 \cdot h + 0,029 \cdot V_{\text{ш}} - 0,7139 \cdot d + 2,7 \cdot 10^{-5} \cdot P_z - \\
 &\quad - 4,14 \cdot 10^{-3} \cdot h \cdot d - 3,62 \cdot 10^{-4} \cdot V_{\text{ш}}^2 - 8 \cdot 10^{-10} \cdot P_z^2 + 0,0645 \cdot d^2; \\
 P_{TK} &= 1071 - 29 \cdot h + 2,34 \cdot V_{\text{ш}} - 84,1 \cdot d + 0,011 \cdot P_z + 0,33 \cdot h \cdot d + \\
 &\quad + 0,416 \cdot V_{\text{ш}} \cdot d + 0,458 \cdot h^2 - 0,0714 \cdot V_{\text{ш}}^2 - 2 \cdot 10^{-7} \cdot P_z^2 + 4 \cdot d^2.
 \end{aligned}$$

Каждую кривую, представленную схематично на рис. 4.13, можно разделить на два характерных участка.

Для кривой M :

– участок нарастания тормозного момента от 0 до момента M_2 ;

– участок изменения тормозного момента при установившемся качении колеса (изменение момента от величины M_2 до M_4).

Для кривой P :

– участок нарастания давления в тормозной камере от 0 до P_{TK} ;
– участок стабильного давления P_{TK} в тормозной камере до конца торможения.

Темп нарастания давления в тормозной камере и характер его изменения изучены в работах Метлюка Н.Ф. [35, 55], Герц Е.В. [43, 44], Крамского А.В. [47]. Авторы предложили ряд зависимостей, которые позволяют описать эту кривую с достаточной точностью, а вот кривая момента авторами работ [21, 106, 121, 122] описана в упрощенном виде без учета динамического его изменения при установившемся давлении в тормозной камере. Хотя в работе [56] автор Ревин А.А. предпринял попытку описать динамику изменения тормозного момента и ограничился статическими кривыми, которые корректируются в зависимости от скорости скольжения трущихся пар «накладка-барабан» при торможении колеса.

Исследование кривой изменения момента в данной работе позволило представить кривую момента в виде полиномов второй степени, постоянные коэффициенты этих полиномов найдем, воспользовавшись интерполяционной формулой Лагранжа и полиномами, полученными с помощью полнофакторного эксперимента. В упрощенном виде полиномы второй степени, которые описывают изменение тормозного момента во времени, будут иметь следующий вид:

$$M_T(t) = \begin{cases} \sum_{i=0}^2 \frac{(t-t_0)(t-t_1)\dots(t-t_{i-1})(t-t_{i+1})\dots(t-t_2)}{(t_i-t_0)(t_i-t_1)\dots(t_i-t_{i-1})(t_i-t_{i+1})\dots(t_i-t_2)} \cdot M_i & \text{при } t \leq t_2 \\ \sum_{i=0}^2 \frac{(t-t_2)(t-t_3)\dots(t-t_{i-1})(t-t_{i+1})\dots(t-t_4)}{(t_i-t_2)(t_i-t_3)\dots(t_i-t_{i-1})(t_i-t_{i+1})\dots(t_i-t_4)} \cdot M_i & \text{при } t > t_2 \end{cases} \quad (4.3)$$

где t – текущее значение времени протекания процесса торможения.

Анализ влияния факторов на изменение тормозного момента во времени при качении колеса с предельными возможностями по сцеплению показал, что тормозной момент в начальный момент времени торможения в большей степени зависит от начальной скорости торможения (рис. 4.14) и от нагрузки, приходящейся на колесо (рис. 4.15).

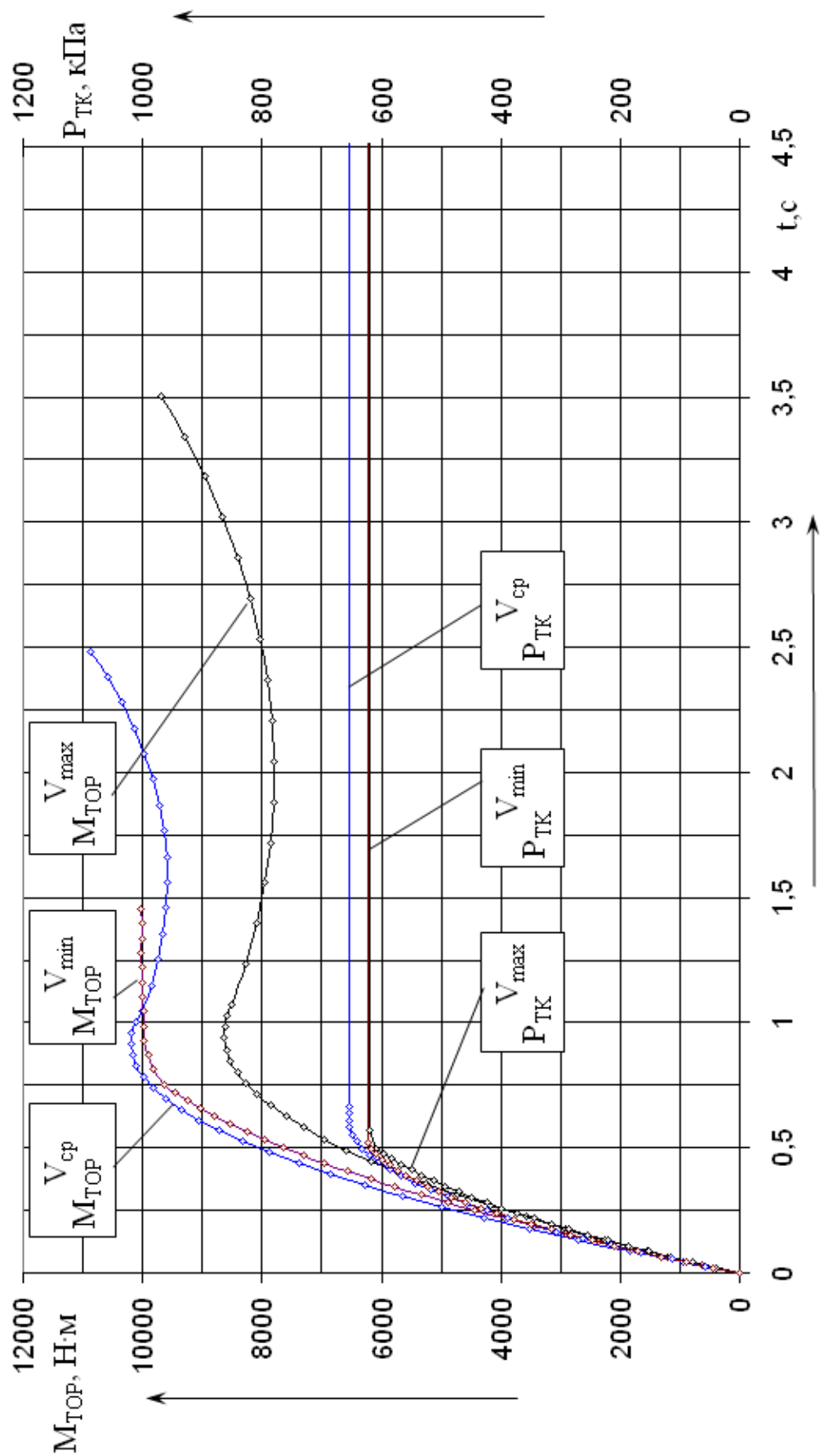


Рис. 4.14. Изменение тормозного момента и давления в зависимости от времени при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20, на пределе блокирования, в стендовых условиях, при максимальных значениях факторов h , d , N и скоростях: $V_{max} = 60$ км/ч; $V_{cp} = 40$ км/ч; $V_{min} = 20$ км/ч

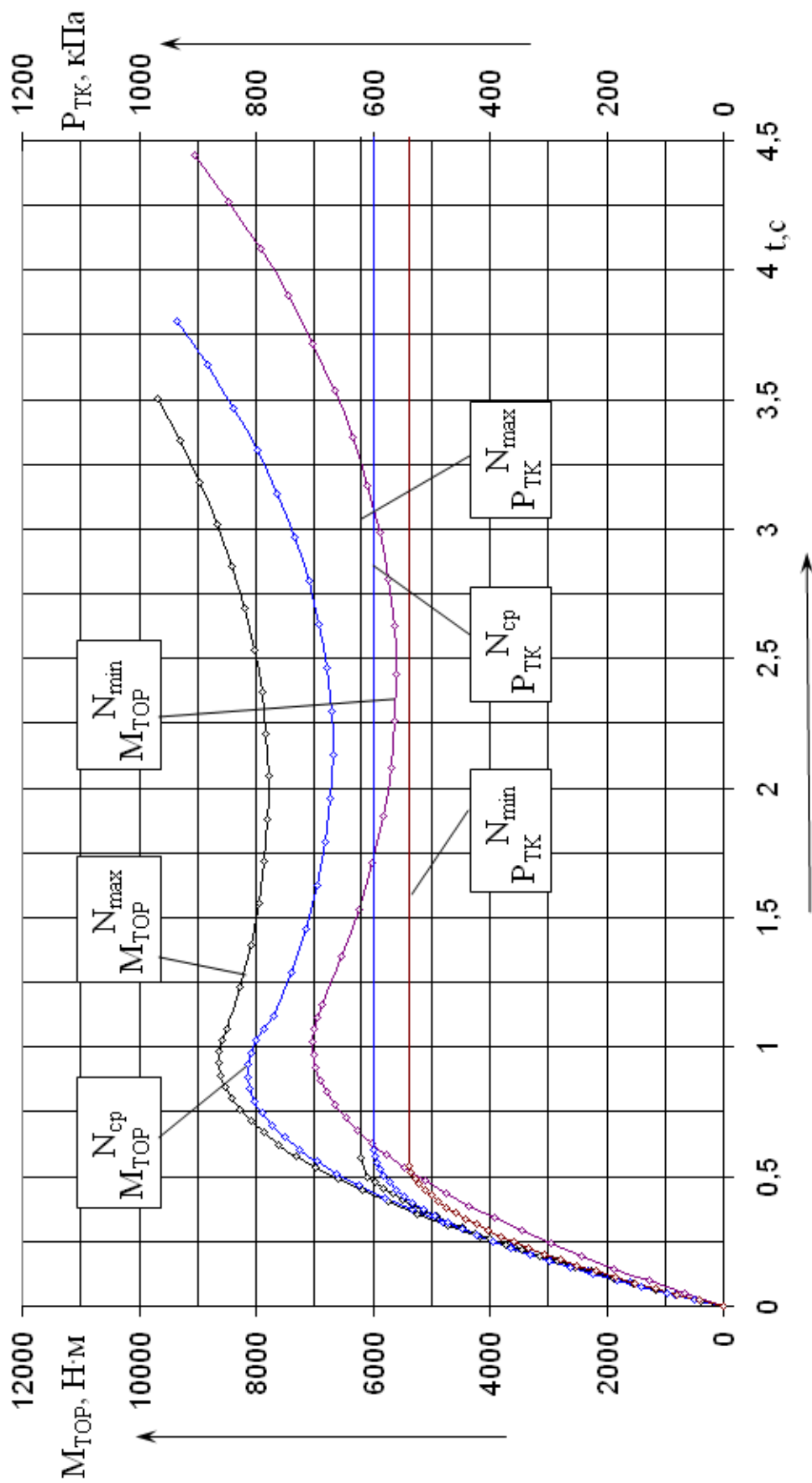


Рис. 4.15. Изменение тормозного момента и давления в зависимости от времени при качении колеса автомобиля Зил-4335 с шиной 11.00 – R20, на пределе блокирования, в стендовых условиях, при максимальных значениях факторов h , d , V и нагрузках: $N_{max} = 25500$ Н; $N_{cp} = 17150$ Н; $N_{min} = 8800$ Н

Ход штока тормозной камеры (рис. 4.16) не оказывает существенного влияния на изменение величины тормозного момента, но позволяет практически в два раза увеличить время наполнения тормозной камеры, что является положительным моментом, отражающимся на стабильности работы системы автоматического регулирования тормозного усилия. Влияние дросселя (рис. 4.17), установленного перед тормозной камерой на расстоянии $0,4$ м, оказывает существенное влияние на изменение тормозного момента в диапазоне от 1 мм до $4,5$ мм, дальнейшее увеличение дросселя не приводит к существенному изменению тормозного момента. Это обстоятельство позволяет уменьшить проходные сечения модуляторов, используемых в системах автоматического регулирования тормозного усилия, не ухудшая при этом характеристик тормозного привода в целом.

Как показывают стендовые испытания, дроссель, установленный перед тормозной камерой, не существенно влияет на конечное время торможения, это объясняется распределением тормозного момента во времени. То есть, при высоком темпе наполнения тормозной камеры из-за высокой скорости скольжения барабана относительно накладки момент не успевает полностью реализоваться, и накладка начинает нагреваться. Тепло, выделившееся в результате скольжения, не успевает рассеиваться в окружающую среду, из-за чего коэффициент трения накладки снижается, и момент падает (рис. 4.18). Таким образом, дроссель диаметром всего 1 мм увеличивает время торможения колеса на $0,8$ с по сравнению с торможением при дросселе 8 мм.

Полученные при стендовых испытаниях результаты позволяют уменьшить проходные сечения модуляторов автоматических систем, что дает возможность осуществлять более качественное регулирование тормозного усилия. Уменьшение площадей подвижных частей модуляторов снижает усилия их перемещения, и тем самым качество управления модулятором значительно повышается.

С уменьшением темпа наполнения тормозной камеры (рис. 4.19) в начальный момент времени скорость скольжения барабана относительно накладки ниже, подведенный момент полностью реализуется, но его величина не достаточна для осуществления торможения с высокой эффективностью. При снижении скорости торможения больший тормозной момент реализовывается между тормозным барабаном и накладкой, и эффективность торможения повышается.

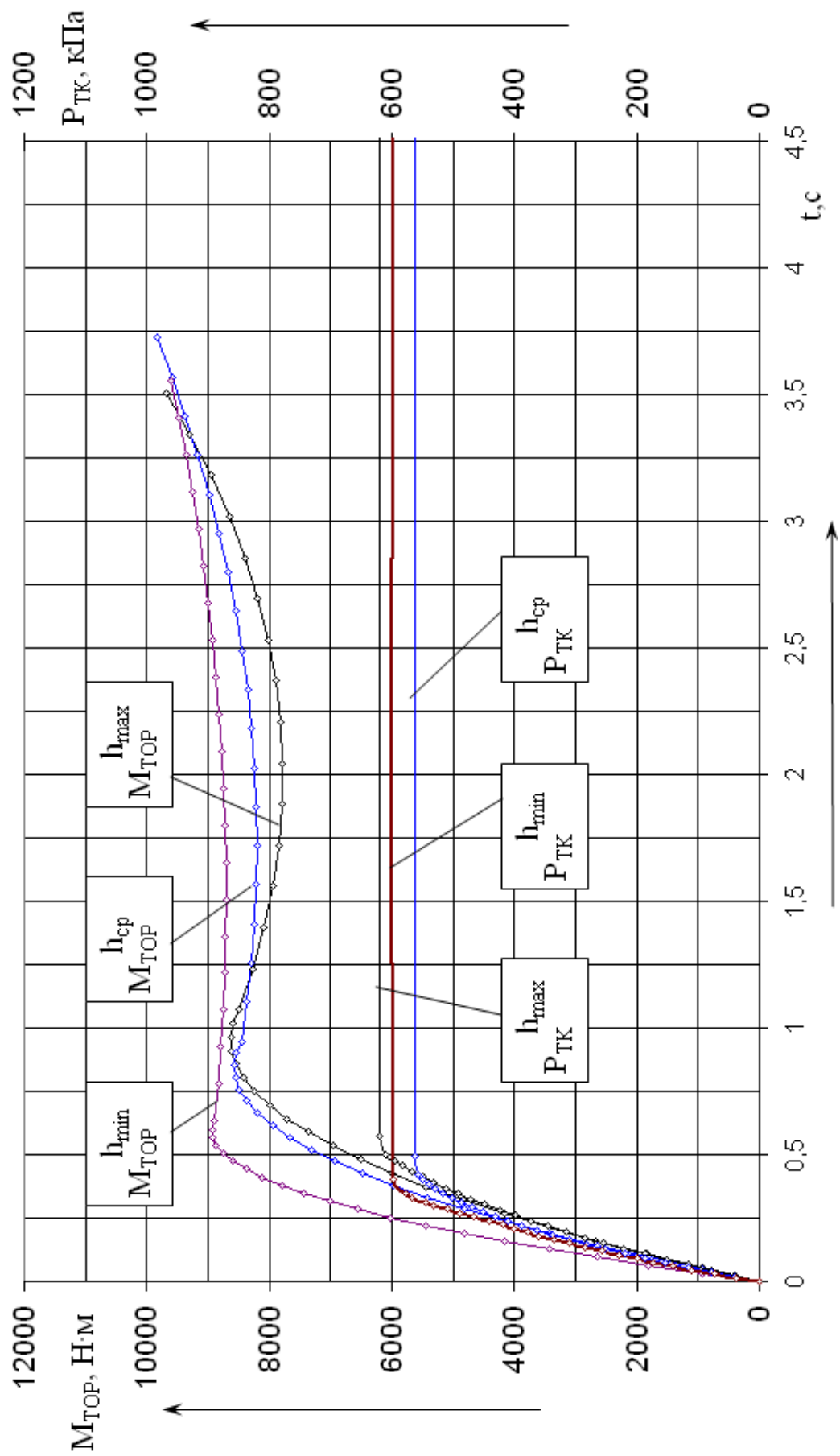


Рис. 4.16. Изменение тормозного момента и давления в зависимости от времени при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20, на пределе блокирования, в стендовых условиях, при максимальных факторах N , d , V и ходах штока тормозной камеры: $h_{max} = 4.0$ мм; $h_{cp} = 3.0$ мм; $h_{min} = 2.0$ мм

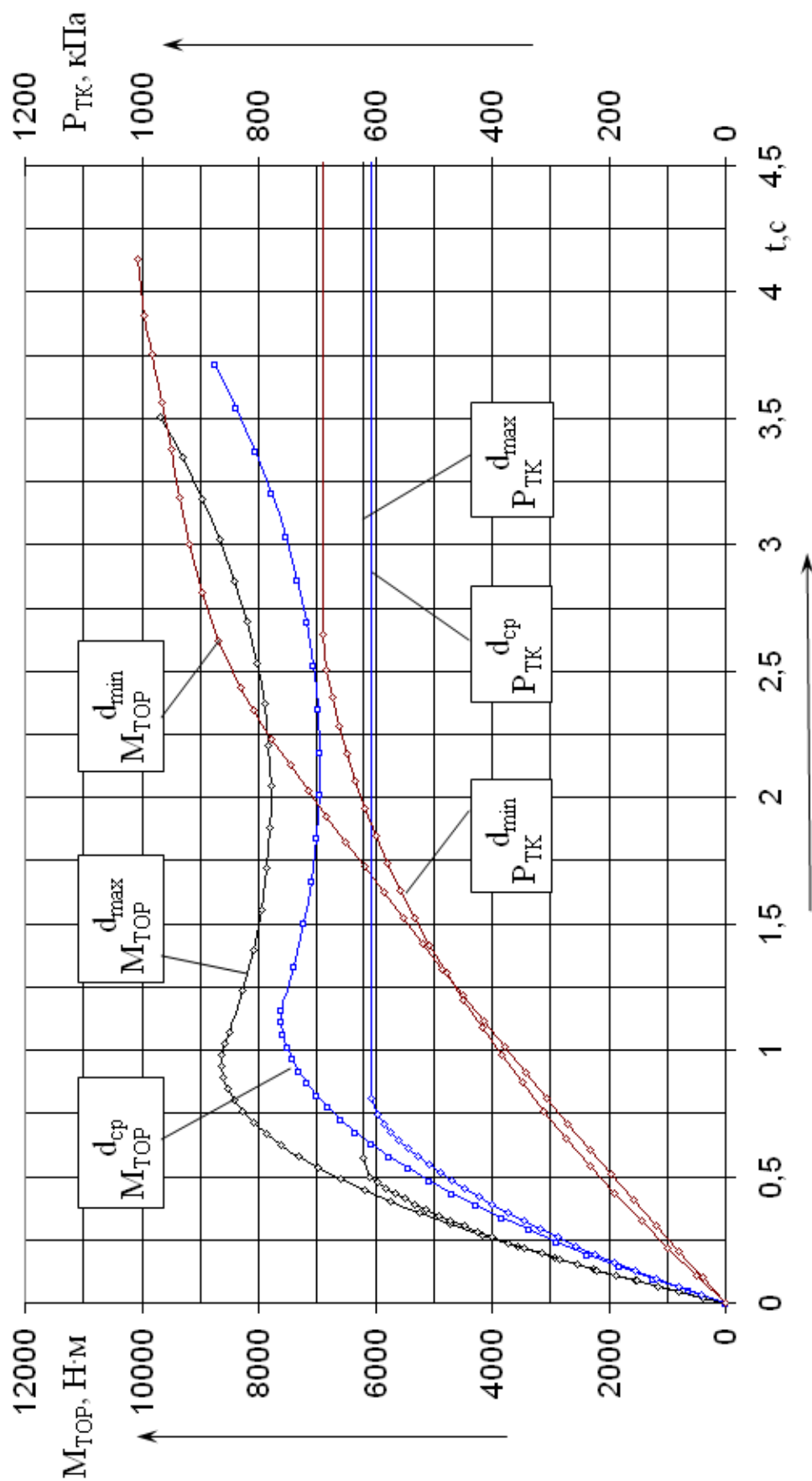


Рис. 4.17. Изменение тормозного момента и давления в зависимости от времени при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20, на пределе блокирования, в стендовых условиях, при максимальных факторах N , h , V и дросселе соответственно: $d_{max} = 8$ мм; $d_{cp} = 4$, 5 мм; $d_{min} = 1$ мм

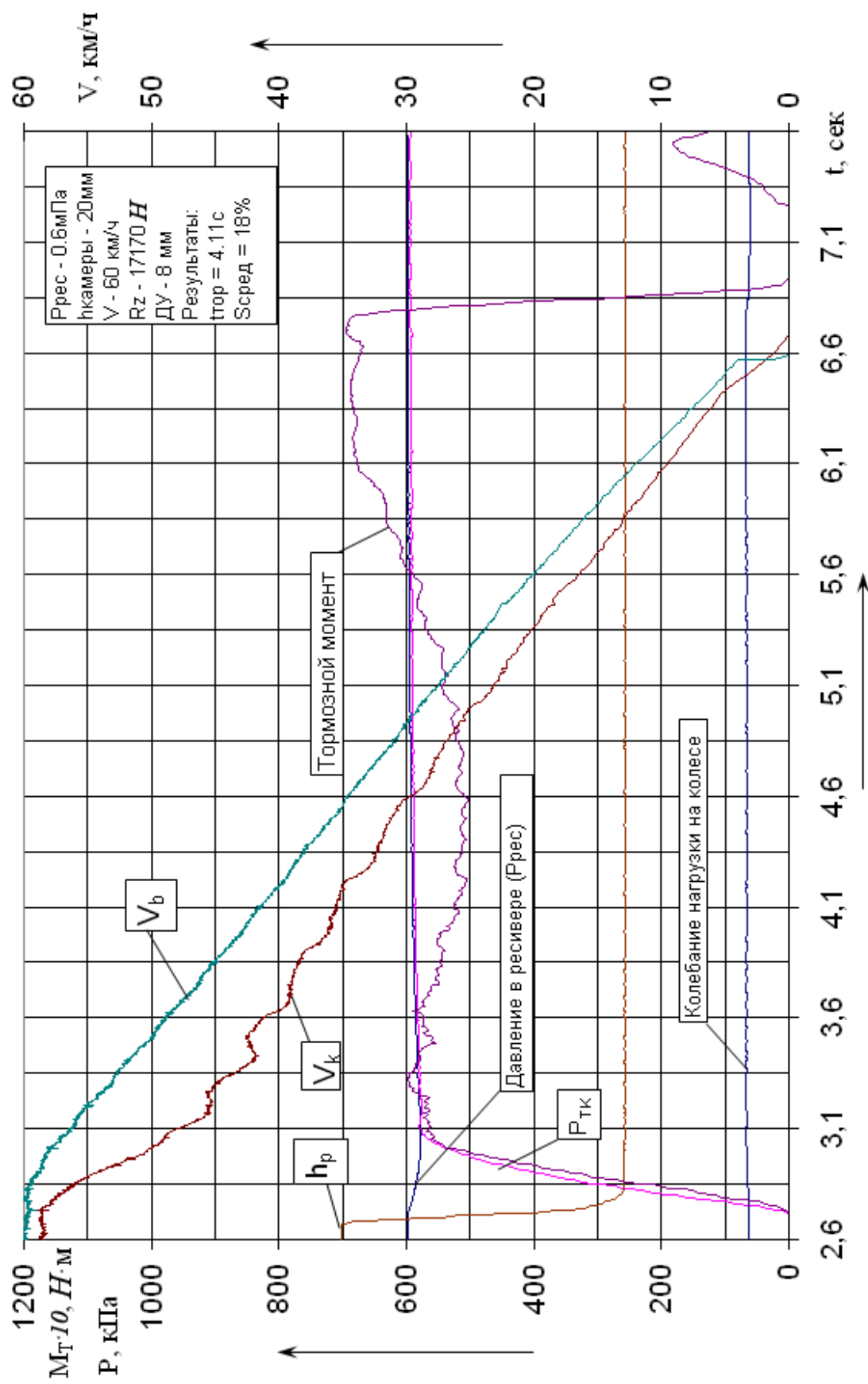


Рис. 4.18. Экспериментальная зависимость качения автомобильного колеса на пределе блокирования при высоком темпе наполнения тормозной камеры

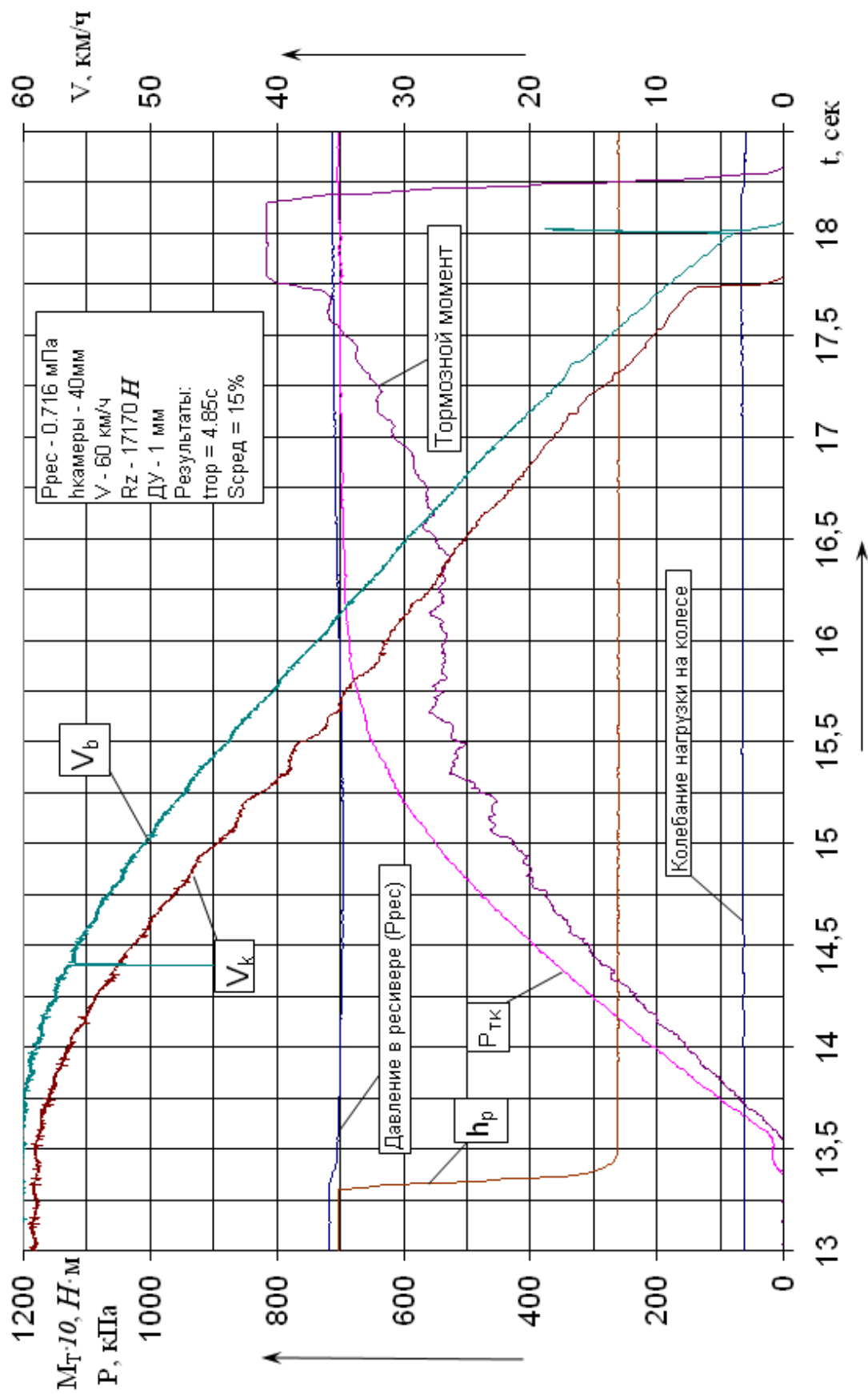


Рис. 4.19. Экспериментальная зависимость качения автомобильного колеса на пределе блокирования при наполнении тормозной камеры через дроссель 1 мм, установленный перед тормозной камерой на расстоянии 0,4 м

На основании полученных экспериментальных данных надо полагать, что для достижения наибольшей эффективности торможения с системами автоматического регулирования необходимо при высокой начальной скорости торможения уменьшать влияние скорости скольжения тормозного барабана относительно тормозной накладки на подводимый тормозной момент. Это можно достичь путем регулирования количества рабочего тела (воздуха) в зависимости от нагрузки и скорости качения автомобильного колеса, а при небольшой скорости скольжения, на установившейся стадии торможения, необходимо принципиально иное регулирование, основанное на плавном повышении величины тормозного момента. То есть необходимо на установившейся стадии торможения растягивать процесс наполнения тормозной камеры для достижения наивысшей эффективности.

Следует отметить, что такой способ организации управления системой автоматического регулирования тормозного усилия исключит резкое изменение динамического состояния колеса, поэтому при создании алгоритма САР эта особенность регулирования должна учитываться разработчиком системы. При торможении с малым ускорением колеса возможно блокирование последнего при скоростях ниже 20 км/ч, это связано с тем, что сигнал, выдаваемый датчиком частоты вращения колес, теряет свою устойчивость, а в некоторых случаях он вообще может отсутствовать. Долгое отсутствие сигнала свидетельствует о прекращении движения, то есть о полной остановке тормозящегося объекта.

На основании экспериментальных данных приведенных в табл. 4.3, на рис. 4.20 – 4.24 изображены кривые характеризующие изменение соответствующего параметра от каждого фактора, при фиксировании трех из четырех факторов на нулевом уровне, в стендовых условиях торможения колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20 по металлическому барабану на пределе блокирования.

При анализе экспериментальных данных, изображенных на рис. 4.20, было установлено следующее: начальная скорость торможения снижает на 21 % величину предельного момента, который реализуется между колодкой и барабаном; при уменьшении нагрузки на колесо величина этого момента снижается на 20 %; увеличение хода штока тормозной камеры снижают величину момента на 10 %; увеличение дросселя, установленного перед тормозной камерой (от 1 до 4, 5 мм) сначала приводит к снижению тормозного момента на 10 %, дальнейшее увеличение дросселя приводит к незначительному его увеличению на 4 %.

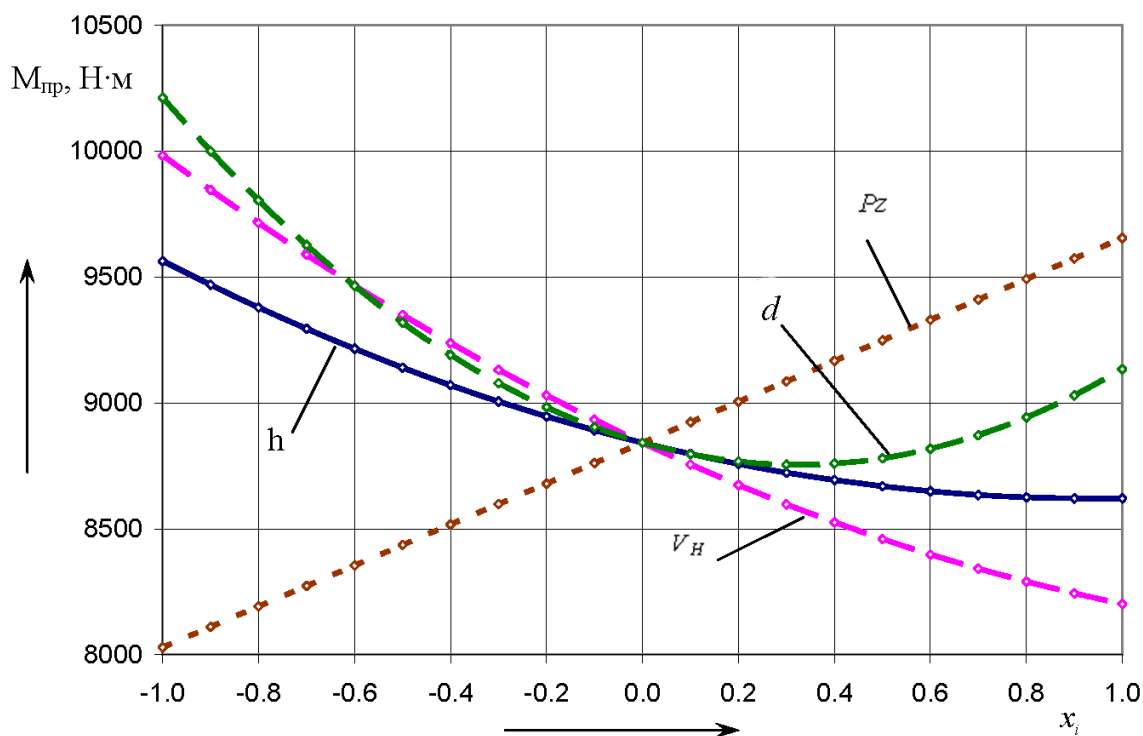


Рис. 4.20. Влияние факторов на предельное значение подведенного тормозного момента при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4.335 с шиной 11.00 – R20 на пределе блокирования в стендовых условиях

Анализ экспериментальных данных, изображенных на рис. 4.21, позволил установить, что величина предельного давления в тормозной камере тип 20, которое влияет на момент блокирования колеса автомобиля ЗиЛ-4.335 с шиной 11.00 – R20, имеет не линейный характер и в зависимости от сочетания факторов может меняться в широком диапазоне от 530 до 720 кПа.

Анализируя экспериментальные данные, приведенные на рис. 4.21, можно сделать следующие выводы:

- начальная скорость торможения ниже 40 км/ч не оказывает влияния на величину предельного давления;
- увеличение начальной скорости торможения до 60 км/ч приводит к снижению предельного давления в тормозной камере на 10 %;
- уменьшение нагрузки в 3, 4 раза приводит к снижению предельного давления на 13 %;
- уменьшение или увеличение хода штока тормозной камеры приводит к увеличению предельного давления в тормозной камере до 8 %;
- увеличение дросселя установленного перед тормозной камерой (от 1 до 8 мм в диаметре) приводит к снижению предельного давления в тормозной камере тип 20 на 21 %.

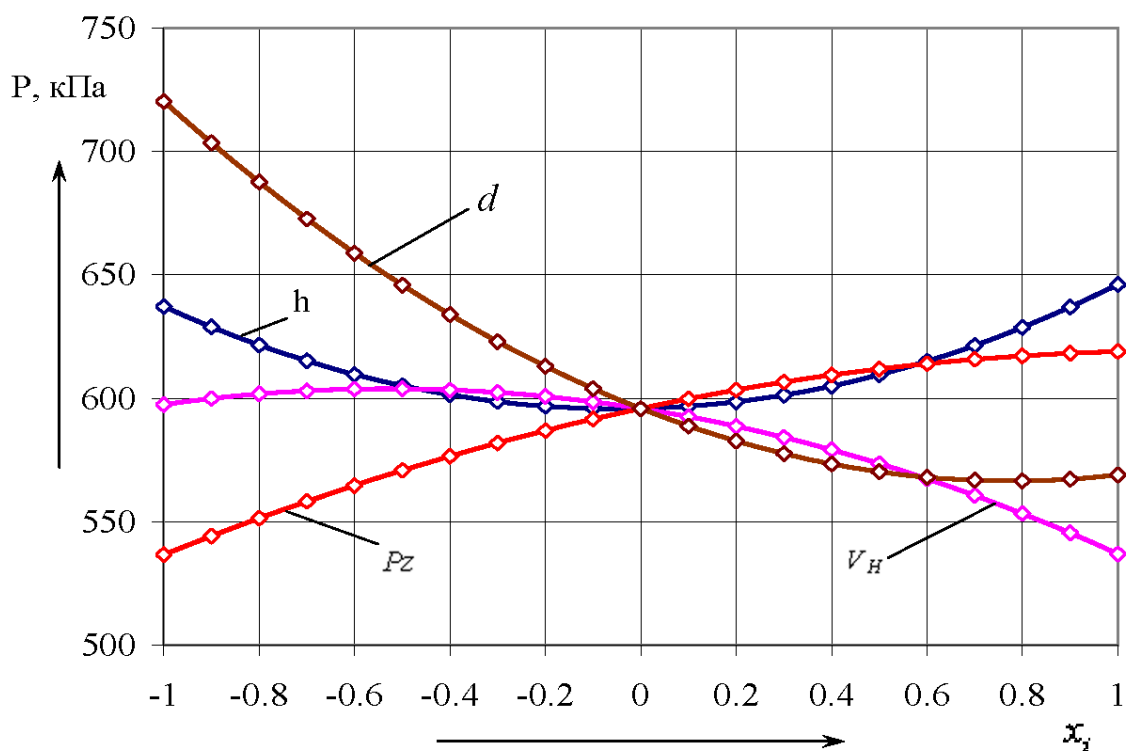


Рис. 4.21. Влияние факторов на величину давления в тормозной камере тип 20 при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20 на пределе блокирования в стендовых условиях

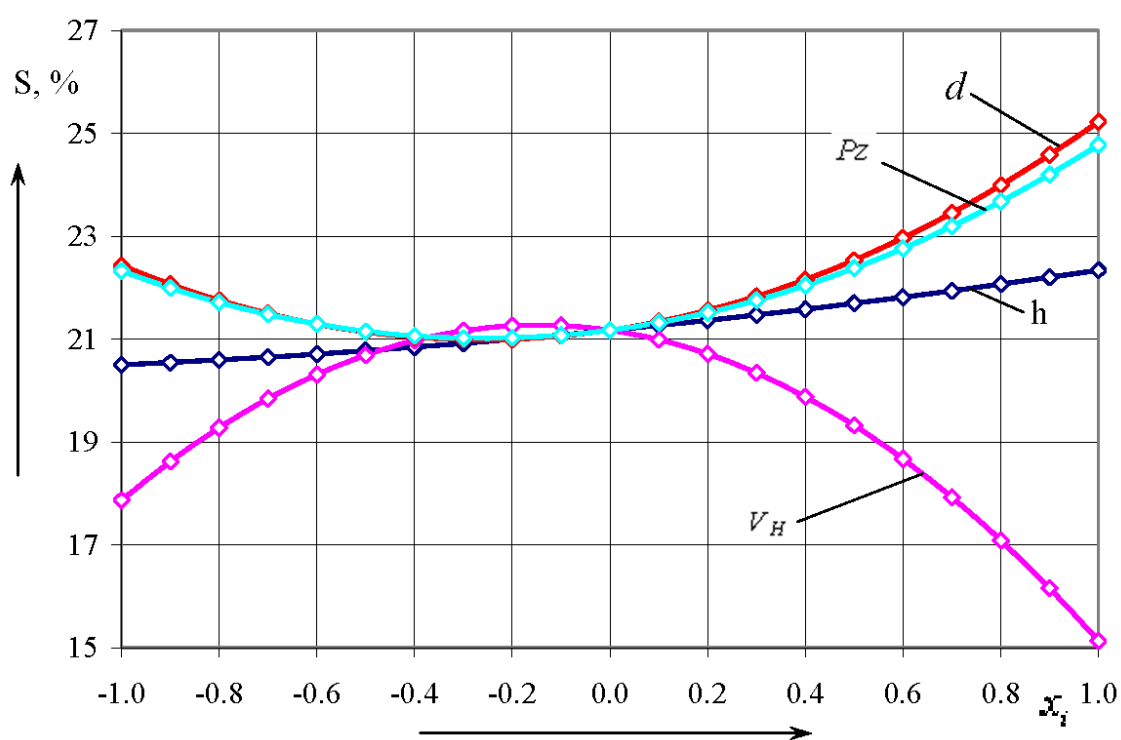


Рис. 4.22. Влияние факторов на величину проскальзывания шины 11.00 – R20 относительно опорной поверхности на пределе блокирования колеса автомобиля ЗиЛ-4335 в стендовых условиях

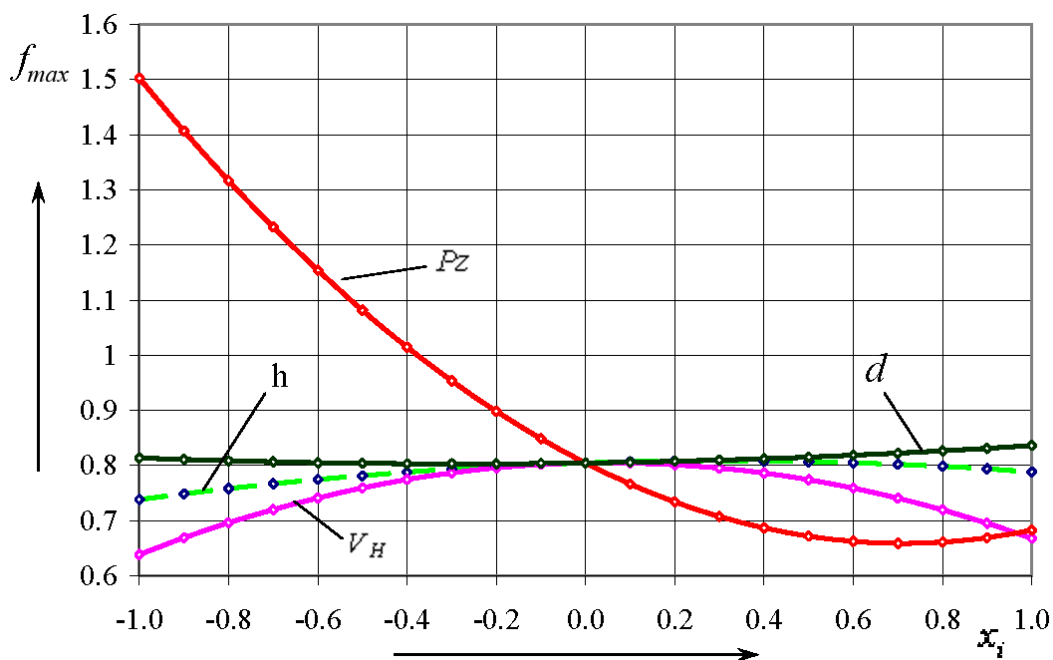


Рис. 4.23. Влияние факторов на величину реализуемого сцепления при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20 на пределе блокирования в стендовых условиях по металлическому барабану

Анализ влияния факторов на величину проскальзывания шины относительно опорной поверхности (см. рис. 4.22) показал существенную нелинейность от скорости, нагрузки и дросселя, установленного перед тормозной камерой. При начальных скоростях ниже 40 км/ч величина проскальзывания может снизиться до 15,6 %, а при начальной скорости торможения от 40 до 60 км/ч – на 28,6 %. Нагрузка и дроссель оказывают практически одинаковое влияние на величину проскальзывания. При снижении нагрузки и уменьшении дросселя проскальзывание может быть снижено на 15,5 %.

Анализ реализуемого сцепления, определенного по уравнению (1.18) и приведенного на рис. 4.23 для различных сочетаний факторов, показал, что дроссель не оказывает существенного влияния на реализуемое сцепление, а при уменьшении хода штока тормозной камеры реализуемое сцепление снижается на 7,5 %. Существенное же влияние на реализуемое сцепление оказывает начальная скорость торможения транспортного средства (до 20 %) и нагрузка (до 56 %), приходящаяся на колесо. Причем чем ниже нагрузка, тем сильнее ее влияние на реализуемое сцепление по квадратичной зависимости.

Анализ влияния эксплуатационных факторов на установившееся замедление (рис. 4.24) при затормаживании одной и той же массы стенда

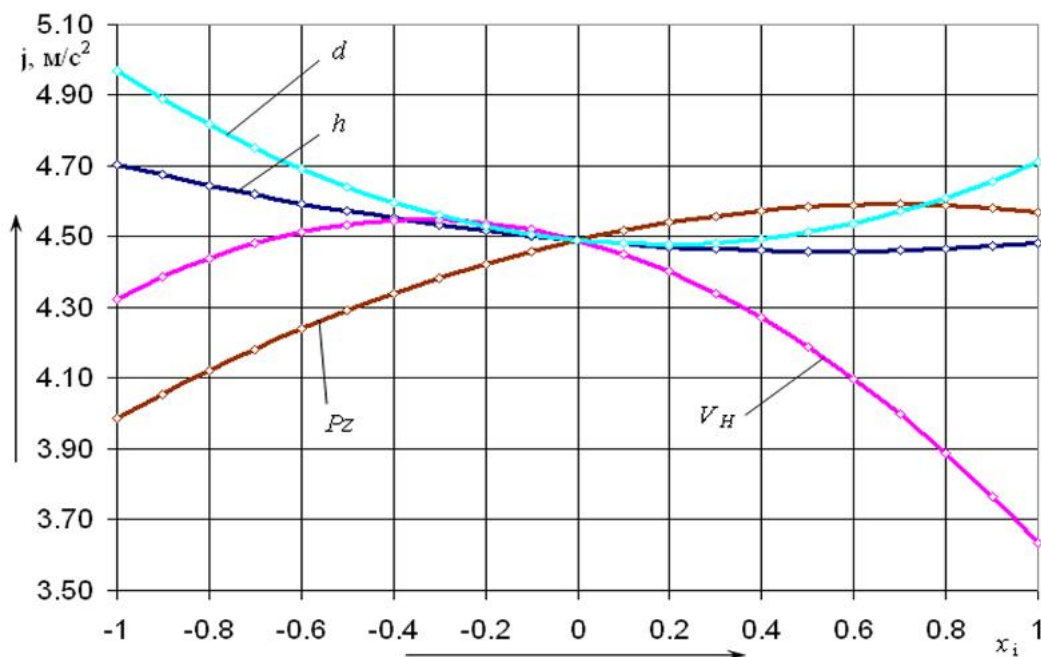


Рис. 4.24. Влияние факторов на установившееся замедление при качении колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00 – R20 на пределе блокирования в стендовых условиях по металлическому барабану

с максимальной эффективностью показал, что величина установившегося замедления снижается на 5 % при увеличении хода штока тормозной камеры на 50 %; с уменьшением силы, нагружаемой колесо на 30 %, установившееся замедление останавливаемой массы снижается на 2 %; с уменьшением силы, нагружаемой колесо на 65 %, замедление этой же массы снижается на 13 %; с увеличением скорости на 50 % установившееся замедление останавливаемой массы снижается на 20 %; с уменьшением дросселя на 40 % установившееся замедление снижается на 4 %, при дальнейшем уменьшении дросселя до 75 % установившееся замедление останавливаемой массы увеличивается на 9 %.

4.2.2 Качение автомобильного колеса в стендовых условиях под влиянием системы автоматического регулирования АБС

Экспериментальные исследования качения автомобильного колеса на грани блокирования показали, что высокое изменение темпа наполнения тормозной камеры не способствует повышению эффективности торможения, а значит, работа модулятора в режиме интенсивного наполнения тормозной камеры не имеет смысла. Напротив, как показали

экспериментальные исследования, снижение темпа наполнения тормозной камеры повышает эффективность торможения, хотя в начальный момент времени, из-за низкой величины тормозного момента, эффективность несколько занижена.

На основе экспериментальных исследований (рис. 4.25 – 4.26) процесса торможения автомобильного колеса под воздействием антиблокировочной системы с блоком управления, разработанным на кафедре автомобилей ХНАДУ, в котором реализован алгоритм с прерыванием фаз регулирования, можно утверждать, что эффективность торможения существенно зависит только от закона изменения тормозного момента в процессе торможения.

Анализ полученных экспериментальных осциллограмм позволил сделать следующие выводы:

- увеличение или уменьшение нагружаемой колесо вертикальной силы существенно не влияет на реализуемый тормозной момент при качении колеса на пределе блокирования под влиянием системы автоматического регулирования тормозного усилия;
- реализуемый тормозной момент зависит от останавливаемой массы и коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью;
- тормозной момент на колесе имеет нелинейную зависимость от давления в тормозной камере, хотя на некоторых участках экспериментальных зависимостей наблюдается точное копирование моментом характера изменения давления в тормозной камере тип 20;
- реализуемое сцепление колеса величина непостоянная и изменяется не только от скорости торможения, но и от величины вертикальной силы, нагружаемой колесо. При уменьшении вертикальной силы, нагружаемой колесо, реализуемое сцепление возрастает.

Анализ экспериментальных зависимостей, приведенных на рис. 4.25 и рис. 4.26, показал, что изменение приходящейся на колесо вертикальной нагрузки P_z , например, в результате ее перераспределения при торможении ведет к увеличению или уменьшению углового замедления в момент блокирования и не оказывает в целом влияния на процесс торможения.

При уменьшении вертикальной нагрузки система автоматического регулирования срабатывает с меньшей частотой и расходует меньшее количество рабочего тела (воздуха).

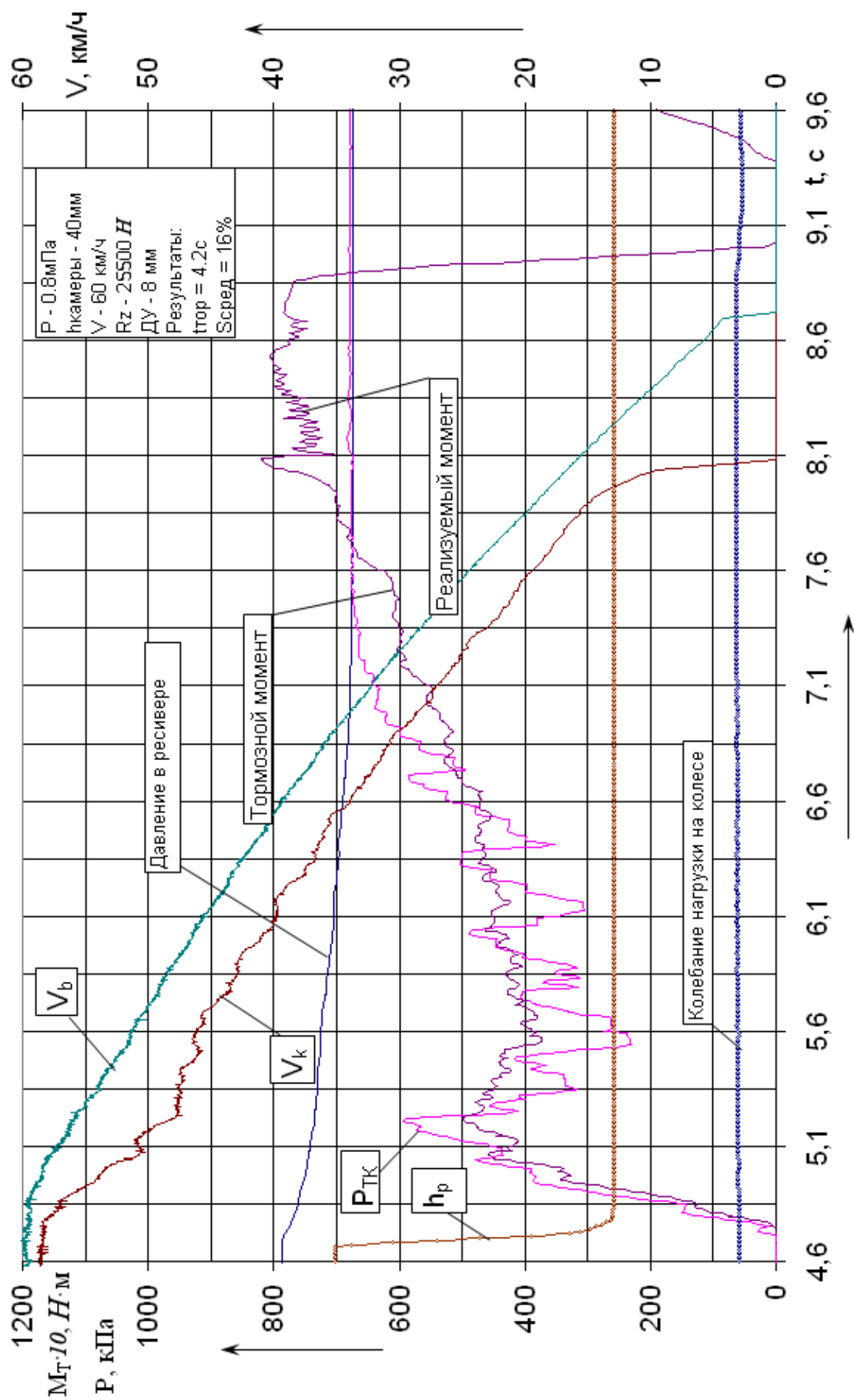


Рис. 4.25. Экспериментальные зависимости при торможении автомобильного колеса ЗиЛ-4335 под влиянием АБС с блоком управления ХНАДУ и модулятором «KNORR-BREMSE», при действии на колесо вертикальной нагрузочной силы 25500 Н

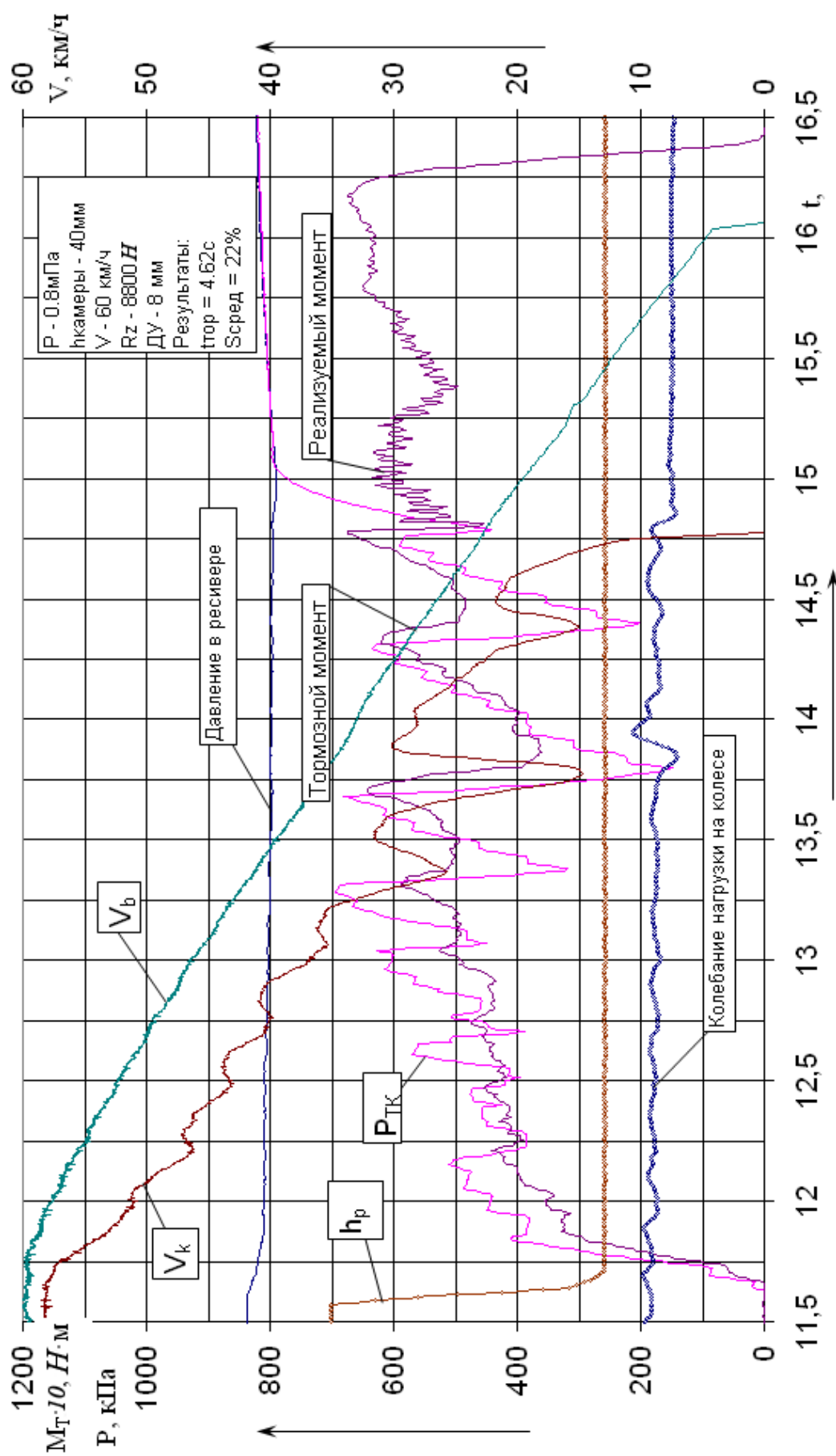


Рис. 4.26. Экспериментальные зависимости при торможении автомобильного колеса ЗиЛ-4335 под влиянием АБС с блоком управления ХНАДУ и модулятором «KNORR-BREMSE», при действии на колесо вертикальной нагружаемой силы 8800 Н

Это обстоятельство объясняется тем, что для того, чтобы остановить одну и ту же массу при сниженной нагрузке на колесо, порог срабатывания САР во времени наступает позже, чем то же пороговое значение при большей нагрузке на колесо, так как реализуемое сцепление шины из-за снижения нагрузки возрастает (рис. 4.27). Следует отметить, что реализуемое сцепление увеличивается пропорционально снижению нагрузки, при этом тормозная сила практически не изменяется.



Рис. 4.27. Экспериментальные зависимости реализуемого сцепления шины 11,00-R20 в зависимости от времени, при качении колеса на пределе блокирования под действием АБС

На основе полученных экспериментальных данных впервые предлагается зависимость (4.4), которая позволяет учесть изменение f_{max} от линейной скорости торможения и динамической нагрузки, приходящейся на колесо:

$$f_{max} = f_{max}^{\min} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{z_{max}^{V_{20}}}{f_{max}^{\min}} \left(1 - 0,045 \cdot V_x \cdot \left(1 - \frac{z_{max}^{V_{80}}}{z_{max}^{V_{20}}} \right) \right) \right) \frac{N_{din}}{N_{cm}} \right), \quad (4.4)$$

где $f_{max}^{\min}$ – максимальное реализуемое сцепление при минимальной нагрузке на колесо;

$z_{max}^{V_{20}}$ и $z_{max}^{V_{80}}$ – максимальные коэффициенты торможения, полученные соответственно при начальных скоростях 20 и 80 км/ч;

N_{din} – динамическая вертикальная нагрузка, приходящаяся на затормаживаемое колесо, Н;

N_{cm} – вертикальная нагрузка, приходящаяся на колесо в статическом состоянии транспортного средства, при полной загрузке, Н.

Учет изменения реализуемого сцепления позволит моделировать динамику торможения транспортного средства с системами автоматического регулирования на более высоком уровне, что даст возможность адекватно описать процесс торможения транспортного средства оборудованного САР.

Анализ зависимостей, характеризующих торможение с системой автоматического регулирования в режиме АБС, показал, что САР тормозного усилия, обладающая низким быстродействием, в начальный момент времени торможения будет доводить колесо до более глубокого блокирования (рис. 4.28) и тем самым повысит эффективность торможения за счет интенсивного взаимодействия колеса с опорной поверхностью. Для того, чтобы не наступил блок колеса, при работе такой системы необходимо снижать порог регулирования в блоке управления, что приводит к некачественному процессу регулирования при низких скоростях движения транспортного средства.

Напротив, системы автоматического регулирования, обладающие высоким быстродействием, при высоких начальных скоростях торможения слишком быстро растормаживают колеса транспортного средства, тем самым не позволяют с высокой эффективностью взаимодействовать шине с опорной поверхностью (рис. 4.25 – 4.29).

В таких системах необходимо повышать порог регулирования в начальный момент времени торможения, что, в свою очередь, приводит к раннему блоку колес при начальных скоростях торможения меньше 40 км/ч, это связано с тем, что порог срабатывания АБС просто не достигается. Как показали экспериментальные исследования САР (рис. 4.25, рис. 4.27 – 4.30), с рационально подобранными порогами, элементная база не оказывает влияния на эффективность торможения, а алгоритм, заложенный в блоке управления, существенно влияет на качество колес в тормозном режиме.

Так, отмечено, что при высоком и низком быстродействии САР тормозного усилия попытки повысить эффективность, за счет повышения порога срабатывания системы, приводят к нарушению устойчивости работы их алгоритмов.

Для удобства анализа влияния различных систем автоматического регулирования на динамику затормаживания колеса автомобиля ЗиЛ-4335 с шиной 11.00–R20 результаты экспериментальных стендовых исследований сведены в табл. 4.5.

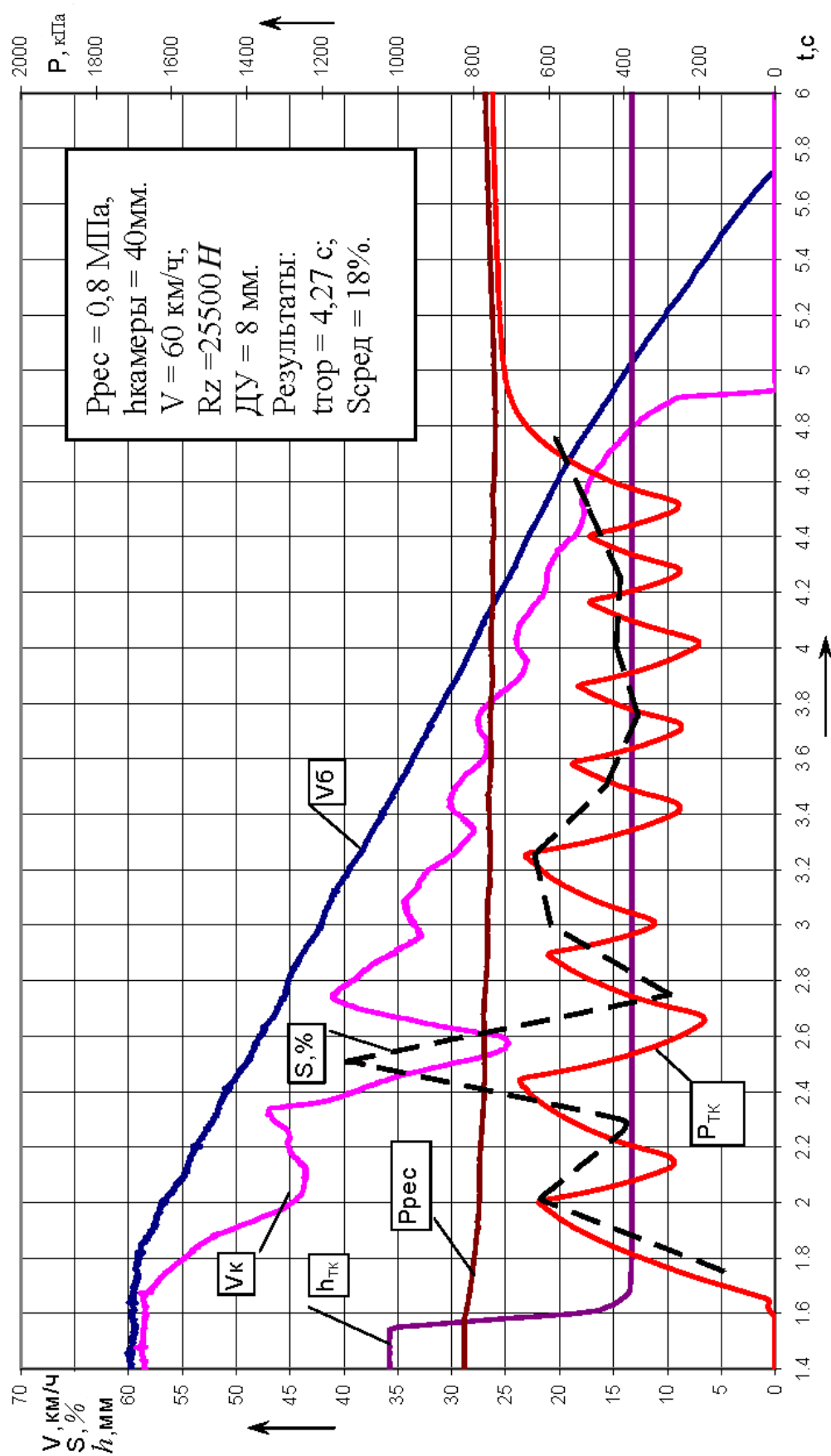


Рис. 4.28. Экспериментальные зависимости при торможении автомобильного колеса ЗиЛ-4335 под влиянием АБС с блоком управления ХНАДУ и золотниковым модулятором с шаговым электродвигателем

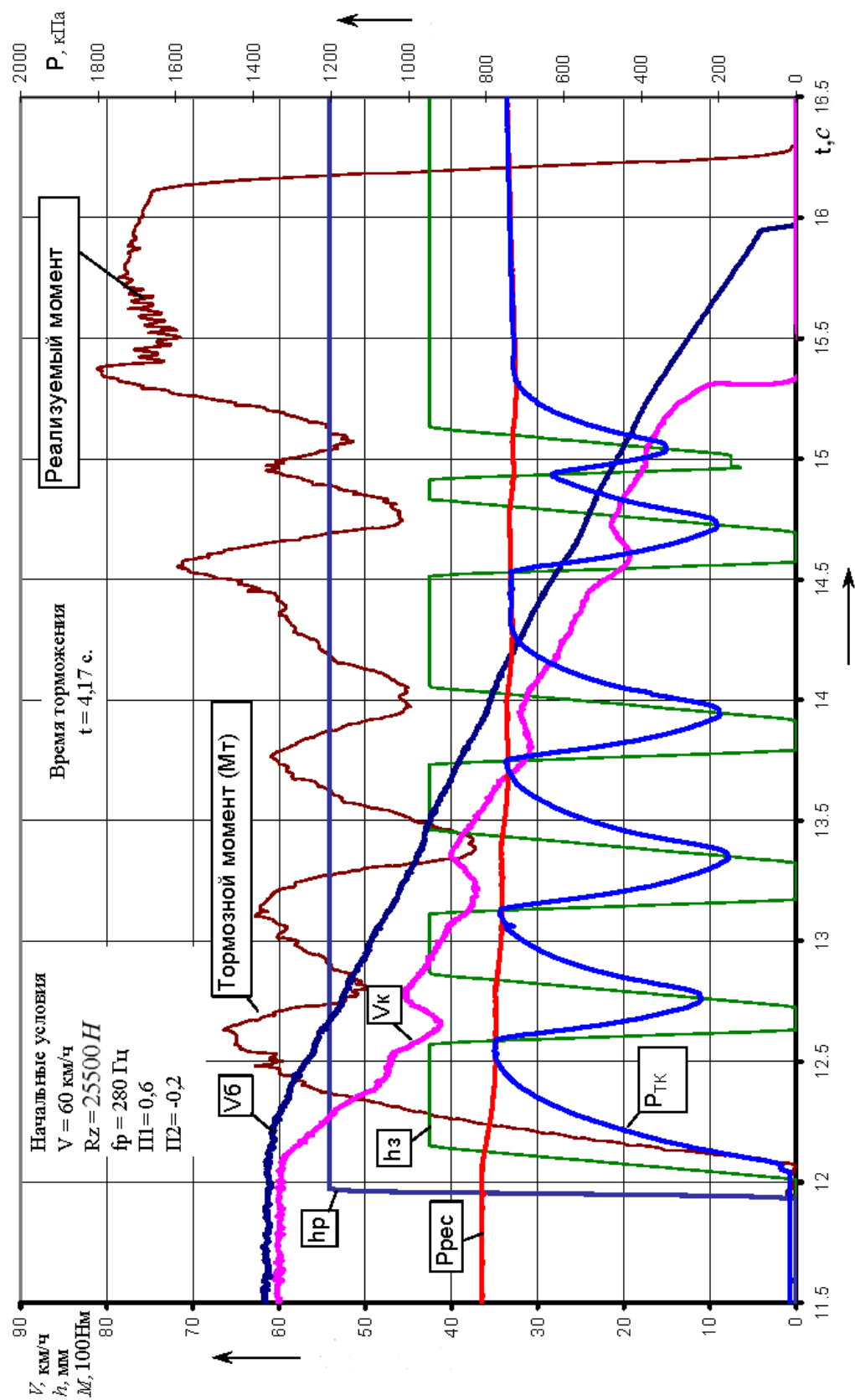


Рис. 4.29. Экспериментальные зависимости при торможении автомобильного колеса ЗиЛ-4335 под влиянием АБС с блоком управления ХНАДУ и пропорциональным электронно-пневматическим модулятором с шаговым электродвигателем

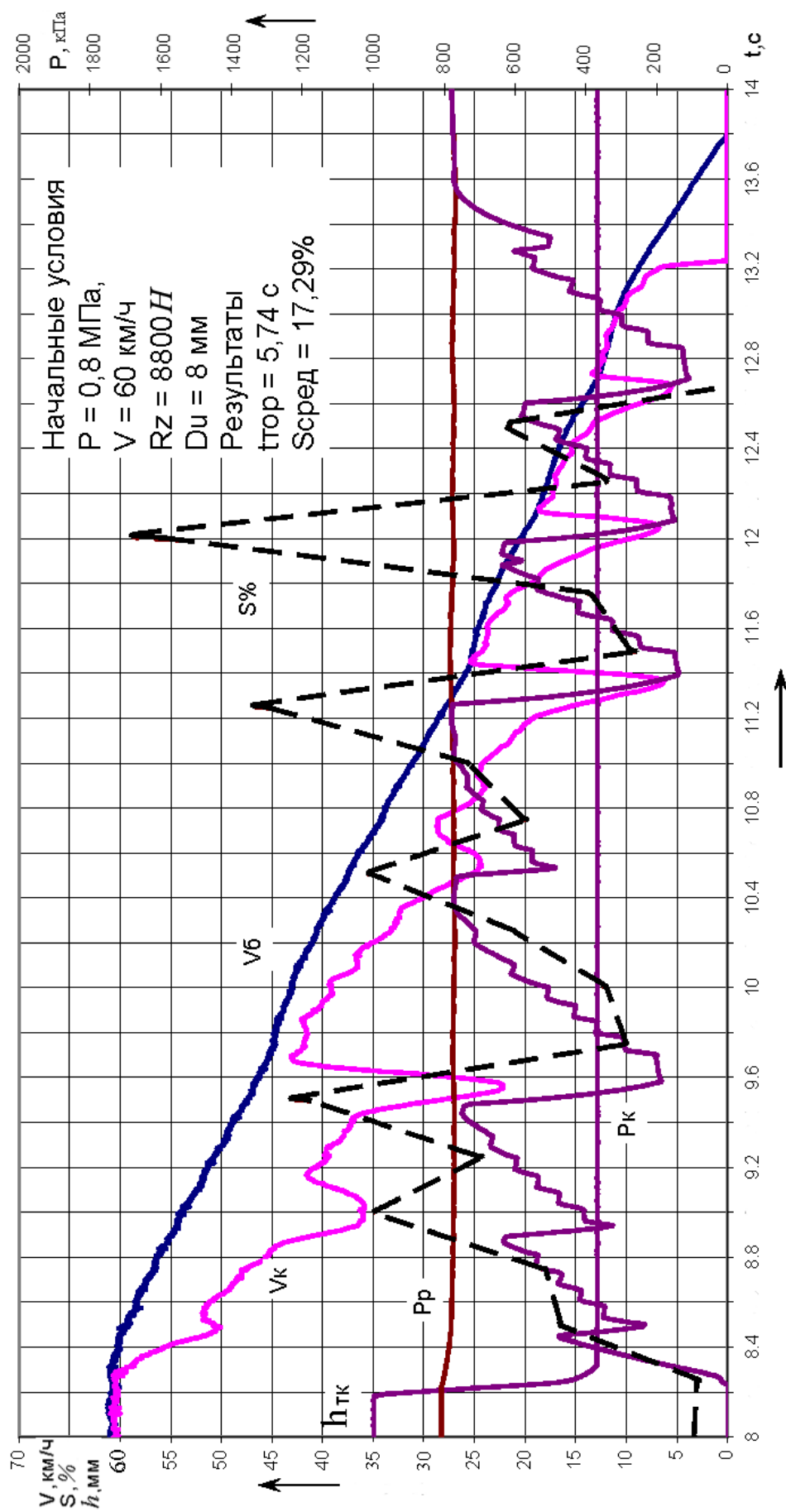


Рис. 4.30. Экспериментальные зависимости при торможении автомобильного колеса ЗиЛ-4335 под влиянием АБС с блоком управления «КЗТА» (Россия) и модулятором «KNORR-BREMSE», при действии на колесо вертикальной нагружаемой силы 8800 Н

В качестве сравнительных параметров работы систем использовались замедление инерционных масс стенда (j_M), количество срабатываний модулятора на наполнение тормозной камеры (n_{ABS}), коэффициент использования силы сцепления (ε), средняя величина проскальзывания за процесс торможения (S_{SR}) и общее время торможения (T_{TOR}) инерционных масс стенда.

Таблица 4.5

Результаты экспериментальных стендовых исследований АБС

Оценочный параметр		АБС «КЗТА» (Россия)	АБС «ХНАДУ» с прерыванием фаз регулирования	АБС «ХНАДУ» с модулятором на шаговом электродвигателе	ЭПТС «ХНАДУ» на шаговом электродвигателе с функцией АБС в режиме прерывания фаз регулирования
j_M	Нагружающая колесо сила 8800 Н	3 м/с ²	3,8 м/с ²	3,2 м/с ²	3,5 м/с ²
n_{ABS}		7 раз	9 раз	10 раз	9 раз
ε		0,75	0,93	0,8	0,87
S_{SR}		17,3 %	19,5 %	17,8 %	19,2 %
T_{tor}		5,74 с	4,62 с	5 с	4,7 с
j_M	Нагружающая колесо сила 25500 Н	3,92 м/с ²	4,2 м/с ²	3,9 м/с ²	4 м/с ²
n_{ABS}		5 раз	8 раз	8 раз	5 раз
ε		0,925	0,99	0,92	0,95
S_{SR}		17,8 %	14 %	18 %	16 %
T_{tor}		4,25	4,05 с	4,27 с	4,17 с

Из табл. 4.5 следует, что проскальзывание имеет нелинейную зависимость от нагрузки при проведении эксперимента в стендовых условиях. Так при небольшой нагрузке на колесо наблюдается увеличение величины проскальзывания при увеличении коэффициента использования силы сцепления (ε), а при большой – происходят обратные процессы, с увеличением коэффициента использования силы сцепления проскальзывание снижается.

Анализ количества срабатываний модуляторов на наполнение тормозной камеры показал, что они не влияют на эффективность торможения, так при одинаковом количестве срабатываний эффективность торможения может существенно отличаться (например, для АБС «ХНАДУ» с прерыванием фаз регулирования и АБС «ХНАДУ» с модулятором на шаговом электродвигателе эффективность торможения отличается

на 7 %). С повышением эффективности торможения время торможения снижается, но оно не может быть ниже времени торможения определенного, при качении колеса на пределе блокирования в любых сцепных, нагрузочных и скоростных режимах движения ТС.

4.3 Экспериментальные дорожные испытания автобуса МАЗ-256200 в тормозном режиме

Для подтверждения теоретических рассуждений и полученных в стендовых условиях, результатов, было проведено четыре этапа дорожных экспериментальных исследований:

Этап №1. Исследование динамики торможения транспортного средства на пределе блокирования задних колес при свободном качении передних.

Этап №2. Исследование динамики торможения транспортного средства на пределе блокирования передних колес при свободном качении задних.

Этап №3. Исследование динамики торможения транспортного средства на пределе блокирования передних и задних колес.

Этап №4. Исследование динамики торможения транспортного средства с системой автоматического регулирования АБС.

При проведении первого этапа экспериментальных исследований давление в заднем тормозном приводе увеличивалось с интервалом 0,02 МПа, с целью определения предельных возможностей задних тормозных механизмов при качении колес без блокирования в дорожных условиях «сухое асфальтовое покрытие» («укатанный снег») для загруженного и снаряженного состояния автобуса МАЗ-256200. Передний контур пневматического тормозного привода при проведении исследований был отключен.

Второй этап экспериментальных исследований предусматривал отключение заднего контура пневматического тормозного привода и определение предельных возможностей передних тормозных механизмов путем увеличения давления в контуре передних тормозов с интервалом 0,02 МПа до момента, при котором бы колеса катились без блокирования в дорожных условиях «сухое асфальтовое покрытие» («укатанный снег») для загруженного и порожнего состояния испытываемого автобуса МАЗ-256200.

Третий этап заключался в определении предельных возможностей транспортного средства по сцеплению при качении его колес без блокирования в сцепных условиях «сухое асфальтовое покрытие» («укатанный снег»). Давление в переднем и заднем контурах подбиралось с интервалом 0,02 МПа до момента, при котором бы колеса передней и задней осей не блокировались бы соответственно для груженого и порожнего автобуса МАЗ-256200.

Четвертый этап экспериментальных исследований заключался в определении реализуемого сцепления транспортного средства при работающей системе автоматического регулирования в режиме АБС для груженого и порожнего состояния автобуса МАЗ-256200 в дорожных условиях «сухое асфальтовое покрытие» («укатанный снег»).

При проведении дорожных экспериментальных исследований получены зависимости характеризующие динамику торможения автобуса МАЗ-256200 в условиях «сухое асфальтовое покрытие» («укатанный снег») на ровной дороге с уклоном не более 3° в сторону обочины. В качестве типичных зависимостей на рис. 4.31 и рис. 4.32 приведены испытания порожнего и груженого автобуса на пределе блокирования его колес в условиях «сухое асфальтовое покрытие», а на рис. 4.33 и рис. 4.34 приведены зависимости характеризующие торможение автобуса при работе АБС в тех же условиях проведения эксперимента, что и на пределе блокирования колес. Результаты обработки дорожных экспериментальных исследований и результаты моделирования, проведенные в третьем разделе данной монографии, приведены в табл. 4.6.

Анализ зависимостей торможения порожнего и груженого автобуса, как без системы автоматического регулирования, так и с ней, показал, что реализуемое сцепление (f_{max}) снижается с увеличением массы транспортного средства в одних и тех же сцепных условиях движения, что подтверждает стендовые исследования и теоретические рассуждения, проведенные во втором разделе данной монографии в отношении коэффициента торможения (z) и реализуемых сцеплений (f_{xi}^j) колес транспортного средства.

На представленных рис. 4.31 – 4.34 отличие в замедлениях, полученных по пятому колесу и трехкоординатному датчику ускорения модели ММА7260QT можно пояснить тем, что датчик ускорения устанавливался не в центре масс автобуса, а над его передней осью, на высоте 1,6 м.

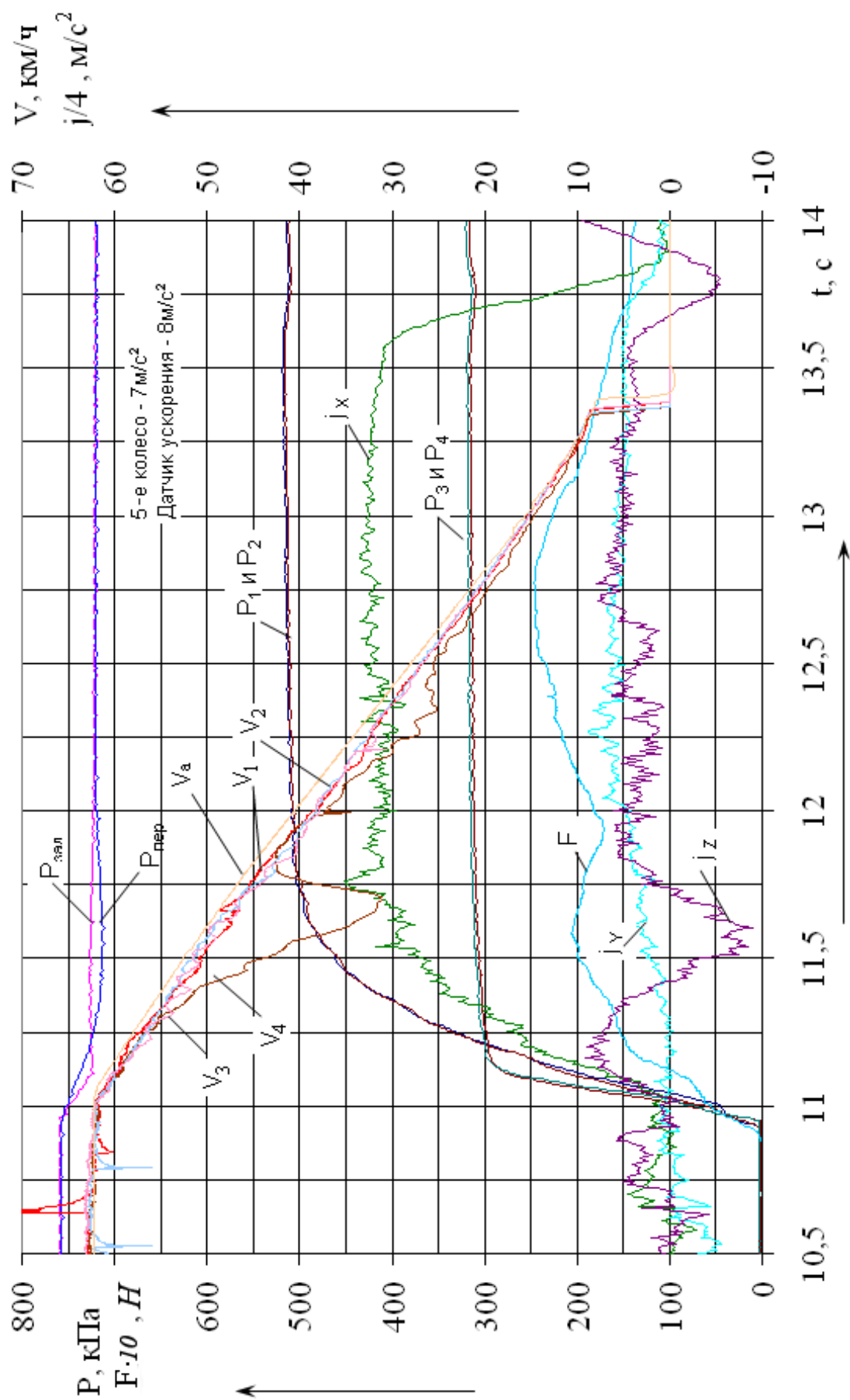


Рис. 4.31. Зависимости торможение порожнего автобуса МАЗ-256200 на пределе блокирования передних и задних колес, на сухом асфальтовом покрытии

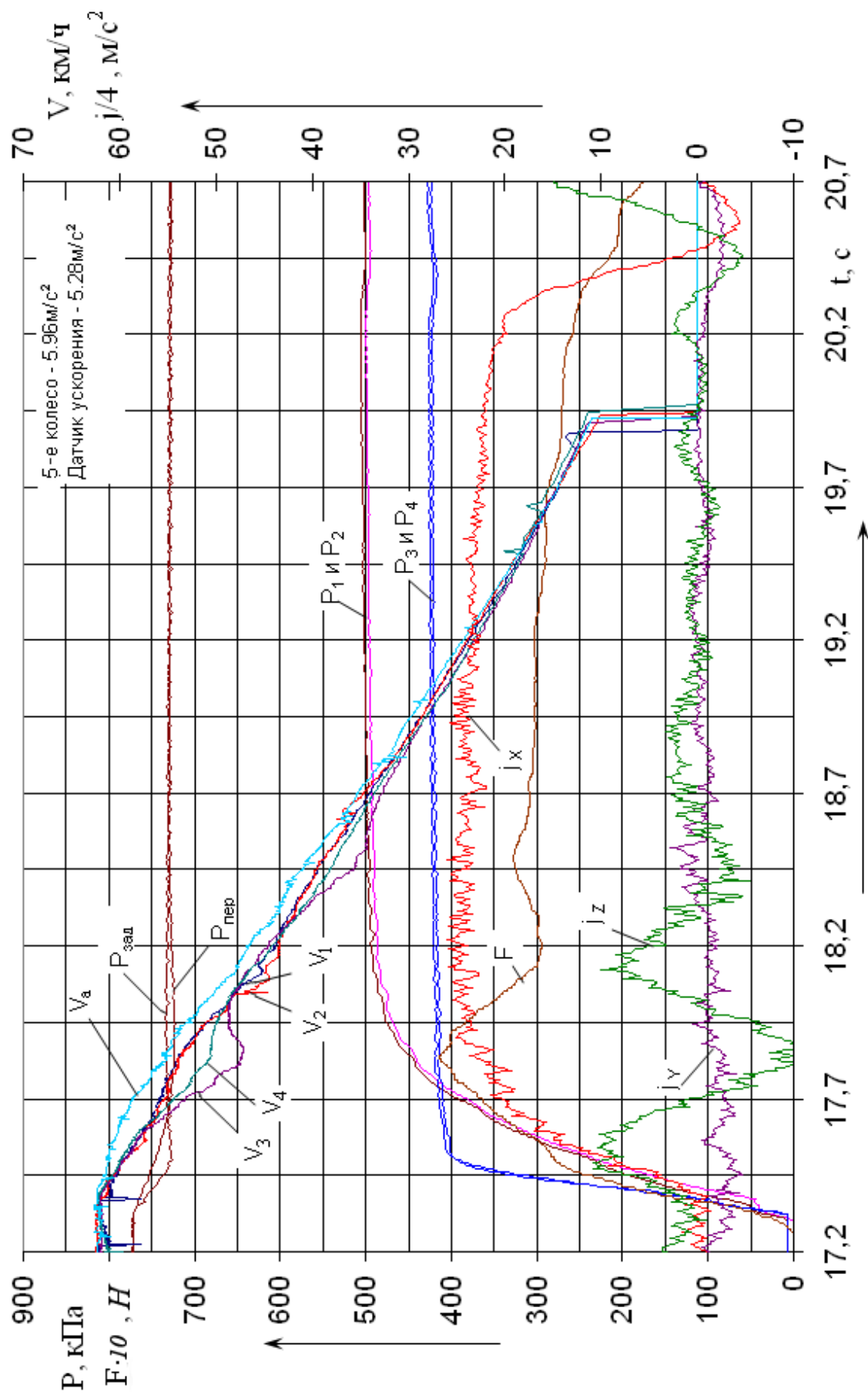


Рис. 4.32. Зависимости, характеризующие торможение грузового автобуса МА3-256200 на пределе блокирования передних и задних колес, на сухом асфальтовом покрытии

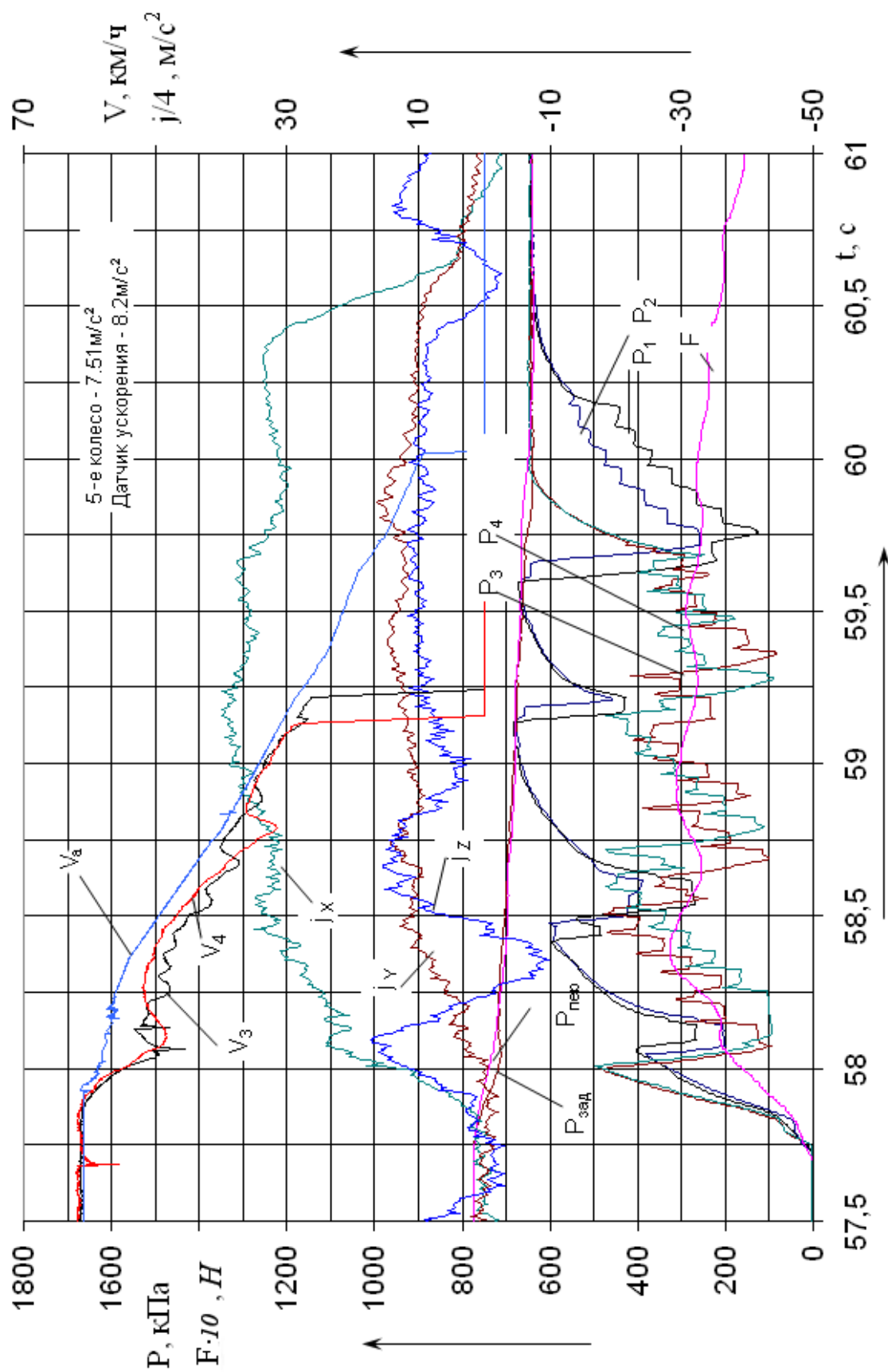


Рис. 4.33. Зависимости, характеризующие торможение порожнего автобуса МАЗ-256200 с АБС производства НПП «РУП» (Белоруссия), на сухом асфальтовом покрытии

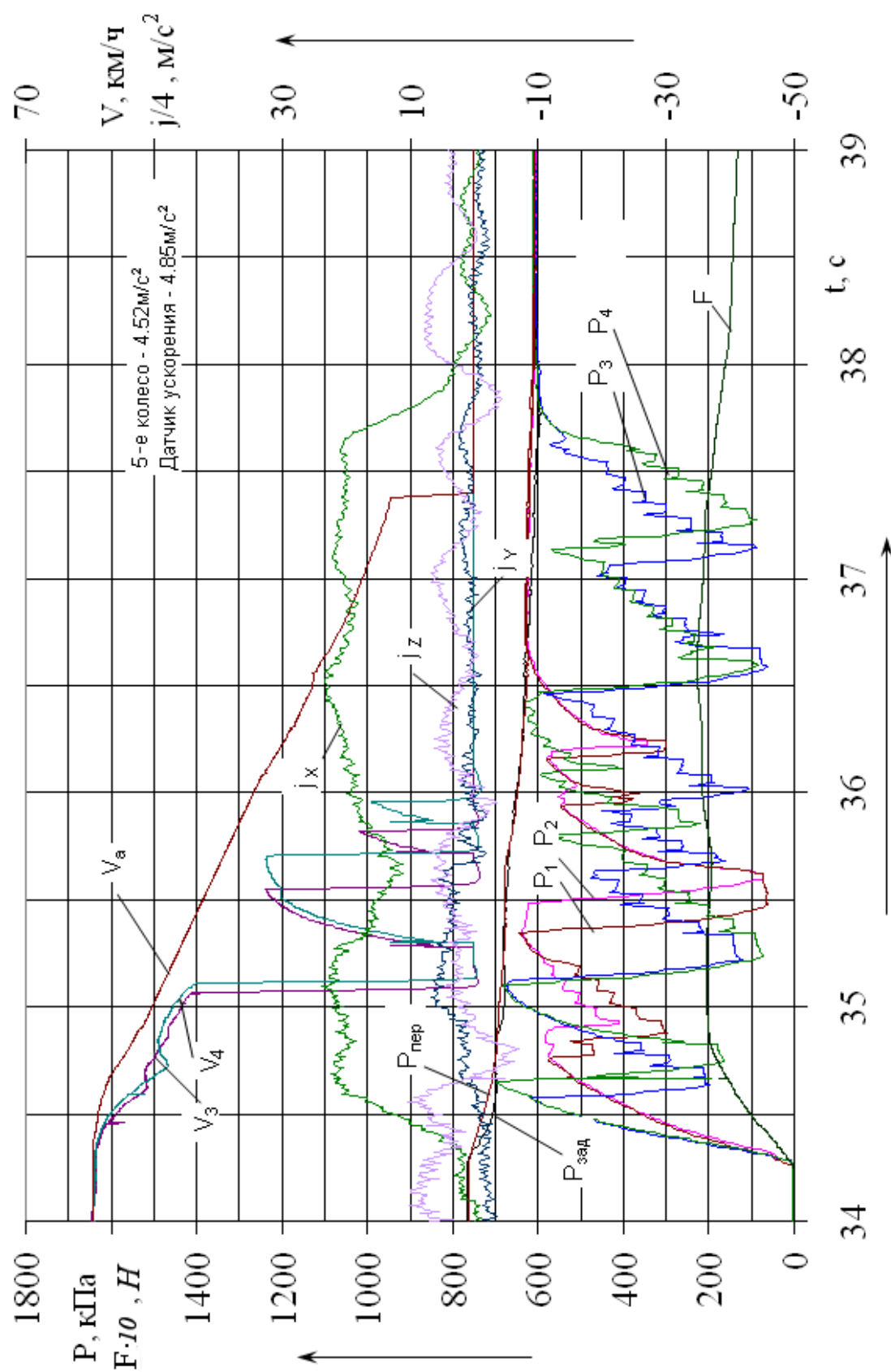


Рис. 4.34. Зависимости, характеризующие торможение груженого автобуса МАЗ-256200 с АБС производства НПШ «РУП» (Белоруссия), на сухом асфальтовом покрытии

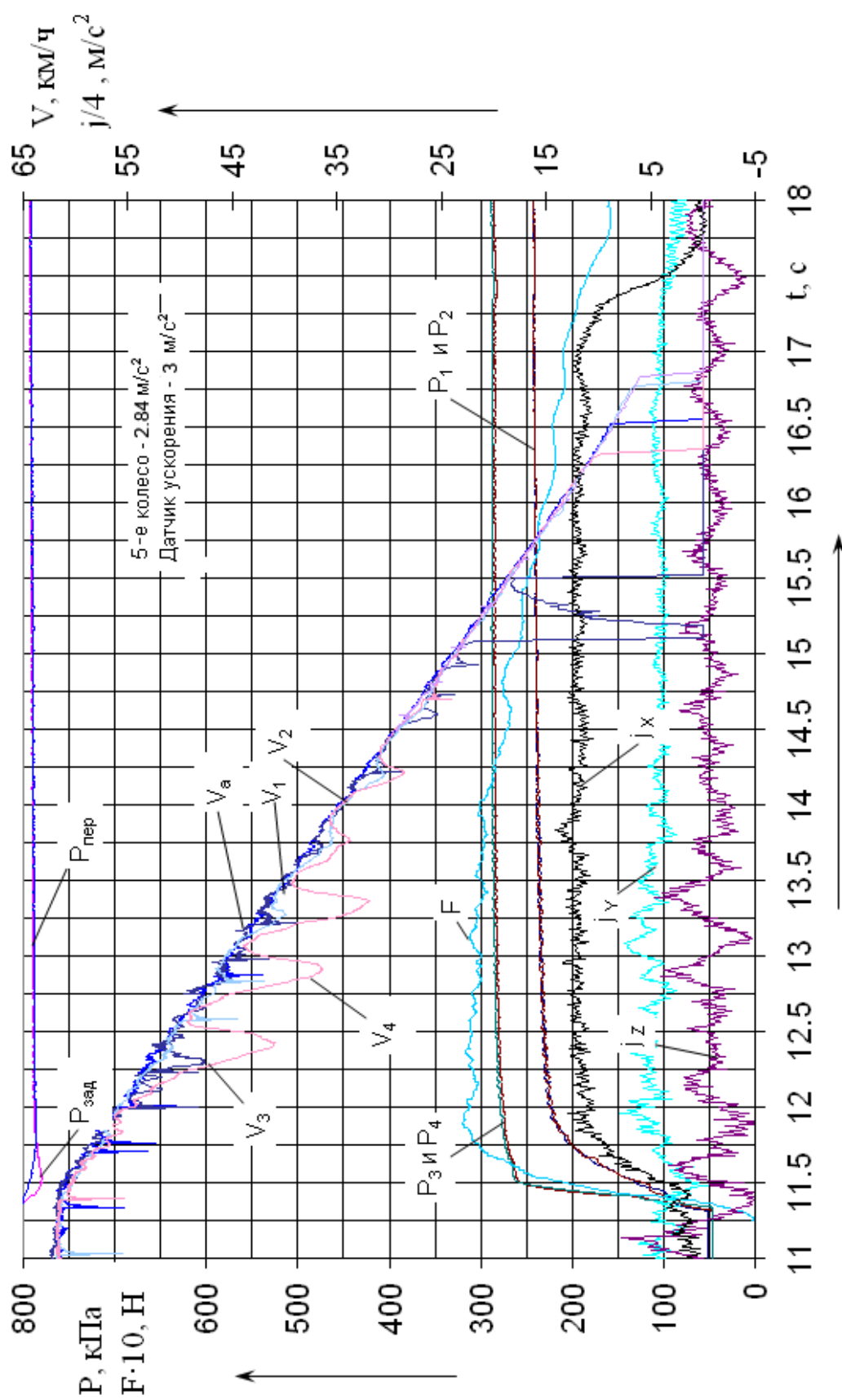


Рис. 4.35. Зависимости, характеризующие торможение груженого автобуса МАЗ-256200 на пределе блокирования передних и задних колес по укатанному снегу

Таблица 4.6

Результаты обработки дорожного эксперимента и моделирования в условиях торможения «сухое асфальтовое покрытие» и «укатанный снег»

Загрузка автобуса	Снаряженный				Груженный		
	Передняя ось	Задняя ось	Передняя и задняя оси	Передняя ось	Задняя ось	Передняя и задняя оси	
1	2	3	4	5	6	7	
Условия сцепления / Начальная скорость торможения							
Время торможения в диапазоне скоростей 40-20 км/ч, с	1,23	1,63	0,8	1,83	1,93	0,91	
Время торможения с АБС в диапазоне скоростей 45-15 км/ч, с	—	—	1,11	—	—	1,86	
Время торможения с АБС в диапазоне скоростей 40-20 км/ч, с	—	—	0,8	—	—	1,14	
Коэффициент торможения без АБС	0,460	0,347	0,708	0,309	0,293	0,622	
Коэффициент торможения с АБС в диапазоне скоростей 45-15 км/ч	—	—	0,765	—	—	0,456	
Давление в контуре переднем/заднем, кПа	576/ —	— / 444	511 / 312	532/ —	— / 495	500 / 420	
Время торможения от момента нажатия водителем на педаль до полной остановки автобуса с отключенной АБС, с	4,21	5,14	2,67	5,58	6,1	2,98	
Время торможения от момента нажатия водителем на педаль до полной остановки автобуса с включенной АБС, с	—	—	2,76	—	—	3,36	
Коэффициент торможения с АБС в диапазоне скоростей 40-20 км/ч	—	—	0,708	—	—	0,496	

Продолжение табл. 4.6

1	2	3	4	5	6	7
Реализуемое сцепление без АБС	0,826	0,722	–	0,674	0,518	–
Реализуемое сцепление с АБС	–	–	0,785	–	–	0,592
Коэффициент использования силы сцепления ε	0,56	0,48	0,97	0,46	0,57	0,77
Среднее эксперимент. замедление без АБС, м/с ²	5-е колесо	4,57	3,28	2,85	2,88	5,96
	Датчик ускорения	4,1	3,15	3,1	2,93	5,28
Среднее эксперимент. замедление с АБС, м/с ²	5-е колесо	–	7,3	–	–	4,52
	Датчик ускорения	–	8,2	–	–	4,85
Тормозной путь замеряный (без АБС/с АБС), м	37 / –	43 / –	26 / 25	45 / –	48 / –	30 / 33
Тормозной путь рассчитанный (без АБС/с АБС), м	33,5 / 36	40 / 40,5	23 / 22	44 / 38	44,3 / 39	26 / 32
Среднее замедление без АБС рассчитанное, м/с ²	4,7	3,65	7	3,46	3,26	5,85
Среднее замедление с АБС рассчитанное, м/с ²	4	3,6	7,2	3,8	3,7	5,29
Условия сцепления / Начальная скорость торможения укатанный снег / 60 км/ч						
Время торможения в диапазоне скоростей 40-20 км/ч, с	4,1	3,57	1,98	3,92	3,3	1,8
Время торможения с АБС в диапазоне скоростей 45-15 км/ч, с	–	–	3,85	–	–	3,59
Время торможения с АБС в диапазоне скоростей 40-20 км/ч, с	–	–	2,39	–	–	2,29
Коэффициент торможения без АБС	0,138	0,159	0,286	0,144	0,172	0,314
Коэффициент торможения с АБС в диапазоне скоростей 45-15 км/ч	–	–	0,221	–	–	0,236

Окончание табл. 4.6

1	2	3	4	5	6	7
Давление в контуре переднем/заднем, кПа	190 / –	– / 240	180 / 224	245 / –	– / 323	237 / 284
Время торможения от момента нажатия водителем на педаль до полной остановки автобуса с отключенной АБС, с	13,56	11,46	7,07	12,41	9,83	6,04
Время торможения от момента нажатия водителем на педаль до полной остановки автобуса с включенной АБС, с	–	–	8,12	–	–	7,15
Коэффициент торможения с АБС в диапазоне скоростей 40-20 км/ч	–	–	0,237	–	–	0,247
Реализуемое сцепление без АБС	0,267	0,302	–	0,330	0,287	–
Реализуемое сцепление с АБС	–	–	0,285	–	–	0,305
Коэффициент использования силы сцепления ε	0,52	0,53	0,785	0,44	0,60	0,77
Среднее эксперимент. замедление без АБС, м/с ²	1,27	1,51	2,49	1,39	1,7	2,84
	Датчик ускорения	1,7	2,6	1,31	1,4	3
Среднее эксперимент. замедление с АБС, м/с ²	–	–	2,18	–	–	2,53
	Датчик ускорения	–	2,5	–	–	2,5
Тормозной путь замеряный (без АБС/с АБС), м	98 / –	86 / –	49 / 50	108 / –	78 / –	51 / 53
Тормозной путь рассчитанный (без АБС/с АБС), м	108 / 103	73 / 80	47,5 / 48	101 / 108	68 / 71	48 / 49
Среднее замедление без АБС рассчитанное, м/с ²	1,32	1,9	3,1	1,42	1,88	3
Среднее замедление с АБС рассчитанное, м/с ²	1,37	1,67	3,04	1,18	1,77	2,94

На рис. 4.35 изображена типичная осциллограмма торможения автобуса МАЗ-256200 в условиях сцепления «укатанный снег» при работе АБС.

Как показывают экспериментальные исследования торможения автобуса МАЗ-256200 на пределе блокирования передних и задних колес, в снаряженном состоянии проскальзывание не превышает в среднем 5 %, большая интенсивность торможения приводит к блокированию колес.

В груженом же состоянии проскальзывание достигает 10 %, что свидетельствует о связи между величиной проскальзывания и нагрузкой, приходящейся на колесо. Данное обстоятельство также не противоречит стендовым исследованиям при проведении полнофакторного эксперимента.

Анализ экспериментальных исследований показал, что у груженого транспортного средства реализуемое сцепление (f_{max}) снижается, по сравнению с порожним транспортным средством в условиях торможения «сухое асфальтовое покрытие», на 11 %, в результате чего снижается замедление на 14 % при увеличении веса транспортного средства на 20 %. Такое же явление наблюдалось в стендовых условиях при проведении полнофакторного эксперимента, с уменьшением нагрузки реализуемое сцепление увеличивается.

Испытания в условиях «укатанный снег» показали, что с увеличением массы транспортного средства реализуемое сцепление наоборот увеличивается на 14 %, по сравнению с порожним транспортным средством. Использование силы сцепления при работе АБС в порожнем состоянии транспортного средства увеличивается всего на 2 % по сравнению с теоретически возможным пределом, это объясняется тем, что в условиях торможения «укатанный снег» система автоматического регулирования срабатывает большее количество раз при растормаживании и затормаживании колес транспортного средства.

5 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И ПРИНЦИПОВ ДЕЙСТВИЯ ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Использование воздуха в контурах управления тормозных систем современных транспортных средств приводит к запаздыванию срабатывания элементов привода, наличию гистерезисных потерь, а также к снижению точности управляющего воздействия. Кроме этого, использование воздуха приводит к увеличению количества клапанов управления, трубок и фитингов, что в свою очередь повышает вероятность ее выхода из строя [66]. Для устранения этих недостатков требуется изменение управляющего сигнала на более простой и надежный. Одно из направлений по повышению быстродействия пневматического тормозного привода (ПТП) – это замена пневматического управляющего сигнала на электрический сигнал. Такой тормозной привод получил название – электропневматический тормозной привод (ЭПТП).

Обоснованию целесообразности применения ЭПТП посвящены работы А.К. Фрумкина, Л.В. Гуревича, А.И. Попова 1985 г.; А.И. Попова 1988 г.; В.В. Нужного, Rex R., Н.Г. Михалевича [38, 64, 123–126]. Их исследования показали, что применение ЭПТП на транспортном средстве позволяет решить ряд вопросов:

- значительно повышается быстродействие привода;
- легко решаются вопросы эргономики;
- простота монтажа на транспортном средстве.

Известно, что антиблокировочная система (АБС) на современном этапе развития тормозных систем стала полноправной частью рабочей тормозной системы. И актуальность применения данной системы подтверждена многочисленными исследованиями: В.А. Демьянюка, Б.Б. Генбома, И.С. Оржевского, С.Я. Ходырева, А.А. Северина, С.И. Ломаки, Н.Н. Алёксы, Е.М. Гецовича, E. Kroemer, H. Geupel, L. Segel, R. Mortimer, G.A. Fazekas [44, 88, 89, 127–134].

Еще в начале 80-х годов XX века исследователи пришли к выводу, что объединение двух систем ЭПТП и АБС в одну на основе общего исполнительного элемента (модулятора) позволит создать тормозную систему, способную удовлетворить высокие требования, которые предъявляются к тормозным системам современных транспортных средств.

Работы по созданию такой тормозной системы проводились специалистами заводов ЗиЛ, МАЗ, КамАЗ, а также фирмами Bosch, BENDIX, KNORR-BREMSE, WABCO-Westengause [64].

Впервые серийная ЭПТС была представлена в 1996 г., которая к 2001 уже обеспечивала выполнение более 8 функций, как в тормозном, так и тяговом режиме (см. рис. 1.2). В тяговом режиме ЭПТС выполняет две функции:

АРС – функция системы адаптивного регулирования скорости;

ПБС – функция противобуксовочной системы.

Главной особенностью ЭПТС является объединение различных функций представленных на рис. 1.2, которые будут использовать общие датчики и исполнительные механизмы, управляемые единым электронным блоком управления [66].

Исходя из вышесказанного можно, сформулировать следующее определение: электронно-пневматическая тормозная система – это совокупность элементов рабочей тормозной системы управление рабочими процессами которой возложены на электронику, кроме нажатия на педаль тормоза.

5.1 Анализ электронно-пневматических тормозных систем автотранспортных средств

Основу ЭПТС составляет ПТП с электронным управлением, особенностью которого является выполнение трех функций:

- обеспечение высокого быстродействия со следящим действием;
- регулирование тормозных сил;
- выполнение функции АБС.

Функциональная схема подобного тормозного привода представлена на рис. 5.1 [64].

Такая структура привода тормозной системы позволяла упростить в целом тормозную систему, а как следствие – повысить надежность, удобство компоновки, снизить себестоимость и обеспечить высокое быстродействие, по сравнению с пневматическим тормозным приводом. Однако реализовать такой вид тормозной системы с характеристиками на уровне традиционной тормозной системы не получилось.

Ввиду использования программной схемы управления [135], т.е. отсутствие обратной связи по давлению и по динамическому состоянию

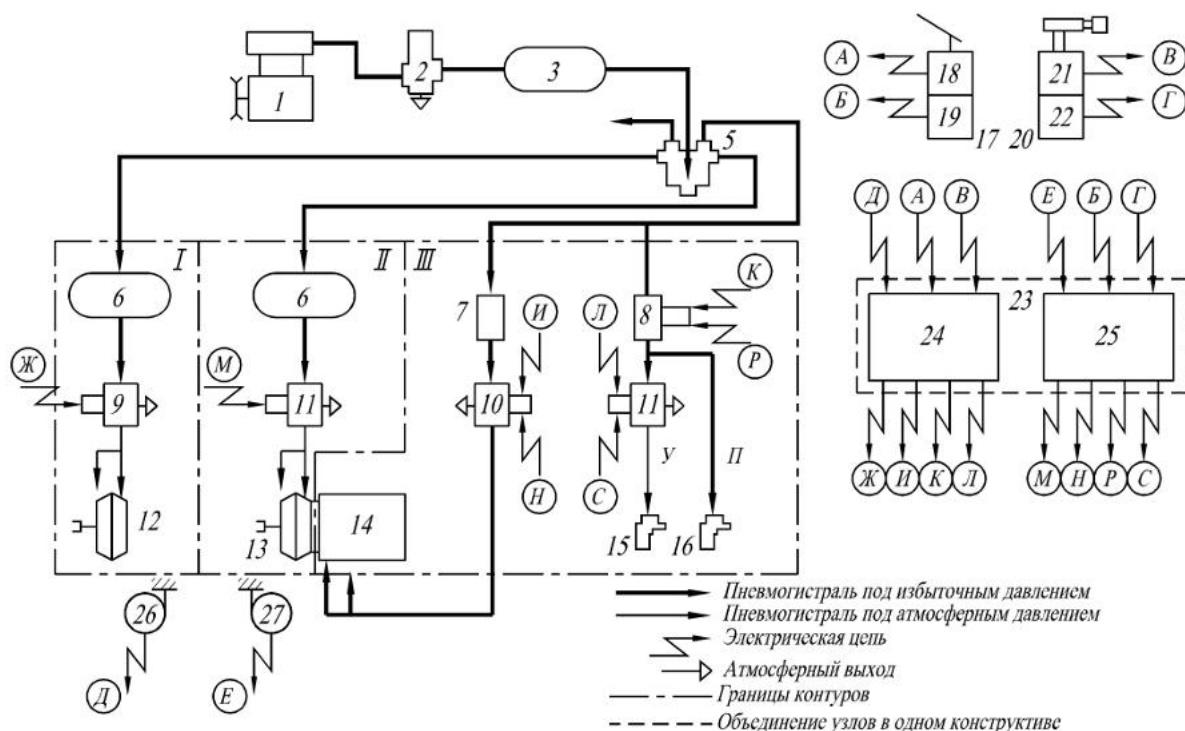


Рис. 5.1. Функциональная схема электропневматического тормозного привода KNORR-BREMSE для тягача (расторженное состояние):

- 1 – компрессор; 2 – регулятор давления; 3 – конденсационный ресивер;
 5 – четверной защитный клапан; 6 – ресивер; 7 – обратный клапан;
 8 – двухпозиционный защитный клапан; 9, 11 – нормально закрытые
 трехпозиционные модуляторы; 10 – нормально открытый трехпозиционный
 модулятор; 12 – передние тормозные камеры; 13 – задние тормозные камеры;
 14 – пружинные энергоаккумуляторы; 15, 16 – соединительные головки;
 17 – задатчик тормозной педали; 18 – передняя секция задатчика педали;
 19 – задняя секция задатчика педали; 20 – задатчик рукоятки ЗТС (СТС);
 21 – первая секция задатчика рукоятки; 22 – вторая секция задатчика
 рукоятки; 23 – блок управления; 24 – первый узел блока; 25 – второй узел
 блока; 26 – датчик вертикальной нагрузки переднего моста; 27 – датчик
 вертикальной нагрузки заднего моста

колеса, величина давления в тормозных камерах определяется только входной информацией, полученной блоком управления от датчика положения педали. Такая организация процесса управления не могла обеспечить требуемого качества управления, т.к. любое отклонение характеристик электрических и пневматических цепей от расчетных значений отрицательно сказывается на точности и качестве управления. Поэтому выполнить нормативные требования на практике такая система не могла.

Существенного прогресса в развитии электронно-пневматической тормозной системы АТС достигли зарубежные производители тормозной аппаратуры фирмы KNORR-BREMSE и WABCO-Westengause в середине 90-х годов XXст.

На рис. 5.2 представлена принципиальная схема тормозного привода ЭПТС, разработанная фирмой WABCO-Westengause [136–138].

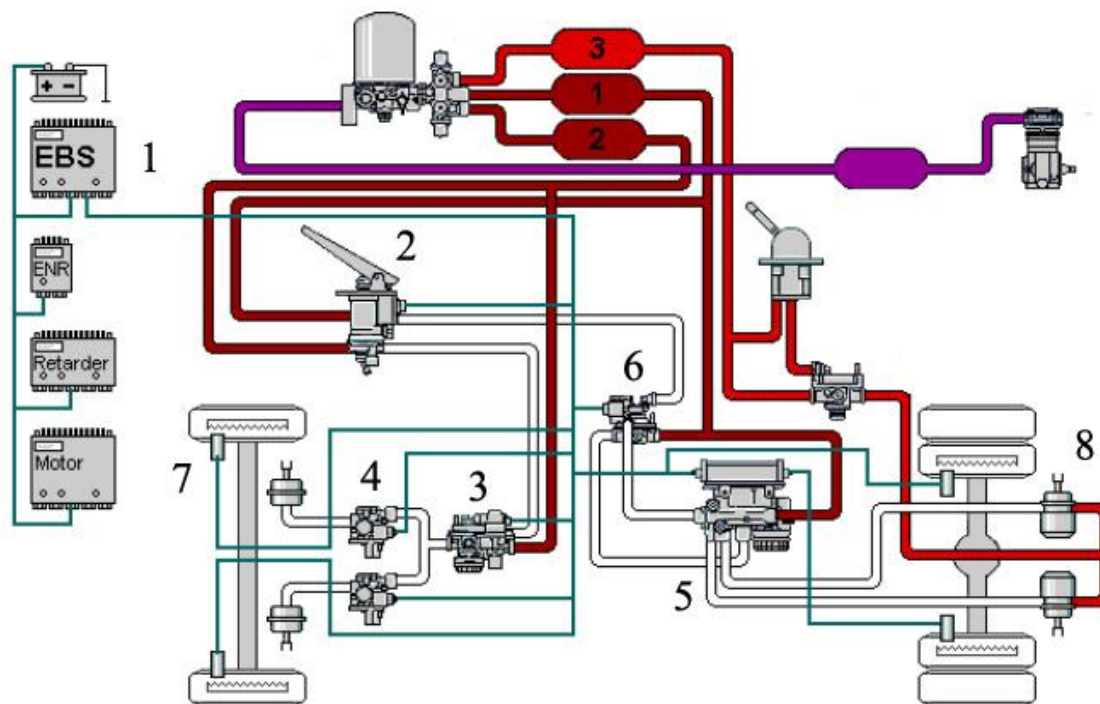


Рис. 5.2. Структурная схема электронно-пневматической тормозной системы фирмы WABCO-Westengause: 1 — регулятор — электронный блок управления; 2 — тормозной кран; 3 — пропорциональный ускорительный клапан; 4 — модулятор ABS; 5 — осевой модулятор ЭПТС; 6 — защитный клапан; 7 — датчик скорости; 8 — энергоаккумулятор

ЭПТС фирмы WABCO состоит из одной двухконтурной чисто пневматической и наложенной на нее одноконтурной ЭПТС. Одноконтурный ЭПТП состоит из центрального электронного блока управления 1, осевого модулятора 5 для задней оси, двух датчиков перемещения, встроенных в тормозной кран 2, а также содержит пропорциональный ускорительный клапан 3.

Функция антиблокировочной системы для передней оси полностью возложена на индивидуальные модуляторы ABS 4, для задней оси обеспечивается осевым модулятором 5. В случае выхода из строя электронного блока управления 1 происходит потеря работоспособности всего рабочего электронно-пневматического тормозного привода. На этот

случай производителям пришлось оставить двухконтурную пневматическую систему, которая по своей структуре соответствует обычной рабочей пневматической тормозной системе.

Функционирование запасной (аварийной) тормозной системы для передней оси обеспечивается пропорциональным ускорительным клапаном 3, для задней оси – защитным клапаном 6. Наличие запасной (аварийной) тормозной системы на данный момент является обязательным и регламентировано Правилами №13 ЕЭК ООН [3, 16].

Систему такого же класса, как и ЭПТС фирмы WABCO, создала фирма KNORR-BREMSE (рис. 5.3) [139].

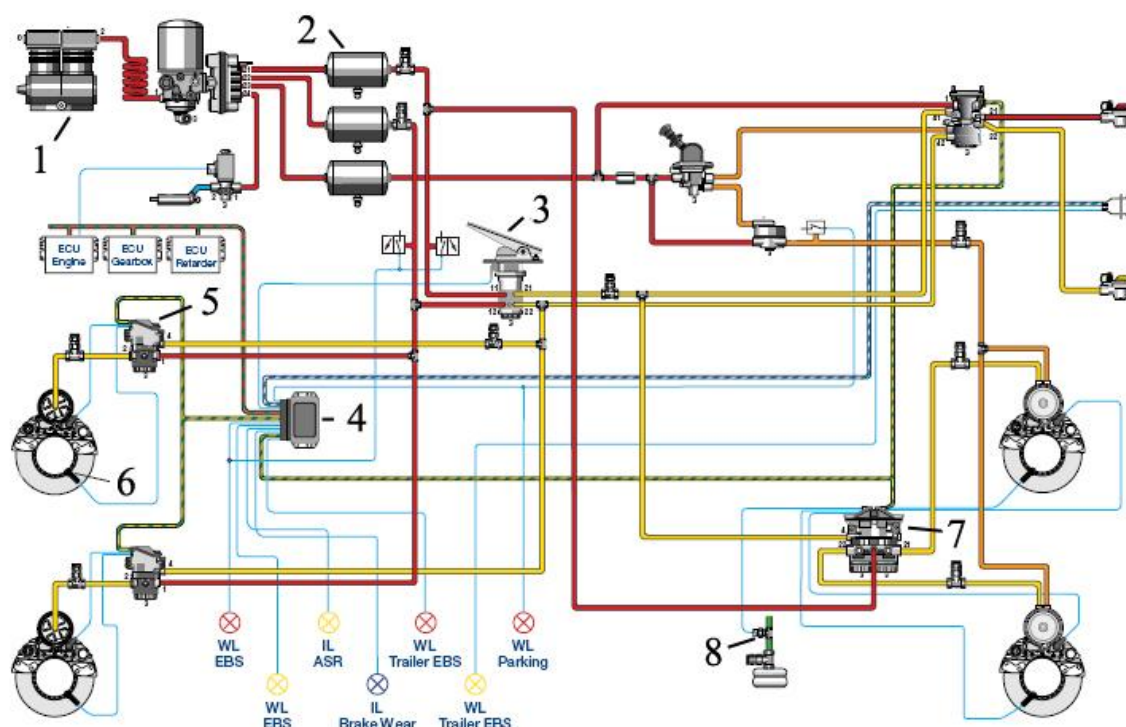


Рис. 5.3. Структурная схема электронно-пневматической тормозной системы фирмы KNORR-BREMSE: 1 – компрессор; 2 – ресивер; 3 – тормозной кран; 4 – блок управления; 5 – одноканальный модулятор ЭПТС; 6 – датчик скорости; 7 – двухканальный модулятор; 8 – датчик загрузки задней оси

Основным отличием ЭПТС фирмы KNORR-BREMSE является индивидуальное регулирование давления в тормозных камерах, что позволяет обеспечить выполнение максимально возможное число функций.

Применение программно-адаптивной схемы управления тормозной системой [135] путем внедрения системы контроля элементов привода, динамического состояния колеса (различные виды датчиков обратной связи), а также диагностики всех основных элементов тормозной систе-

мы позволило обеспечить все нормативные требования [3, 16], предъявляемые к тормозным системам.

К общим недостаткам вышеописанных ЭПТС можно отнести:

- сложность всей тормозной системы, так как сохранен обычный рабочий пневматический тормозной привод в качестве запасного (аварийного);

- нет возможности обеспечения высоких показателей эргономики, ввиду того, что водитель вынужден воздействовать на тормозной кран, в котором находится датчик положения педали, и который будет выполнять свои функции только при выходе из строя электроники;

- применение такой схемы на короткобазном транспортном средстве не рационально, так как существенного преимущества по быстродействию у ЭПТС перед традиционным пневматическим тормозным приводом нет, поэтому ЭПТС, на данный момент, нашла применение только на автопоездах.

Направлением развития своей ЭПТС фирма WABCO выбрала упрощение конструкции всей тормозной системы, за счет объединения электронного блока управления, пропорционального ускорительного клапана 3 и тормозного крана 2 в один аппарат. В результате был создан аппарат, названный центральным блоком торможения CBU [136], приведенный на рис. 5.4.

Блок CBU регулирует тормозное давление в тормозных камерах передней и задней осей, анализирует сигналы датчиков колес. При нажатии на педаль тормоза формируются соответствующие электрический сигнал и резервный пневматический сигнал. Антиблокировочную функцию ЭПТС выполняют модуляторы АБС, подобно схеме рис. 5.2, или сам блок CBU. При возникновении неисправности контур передней оси отсекается, а резервный пневматический сигнал поступает в тормозные камеры задней оси [136, 138]. Такое решение позволяет снизить усилие на педали тормоза, но общая структурная сложность тормозной системы сохраняется.

На рис. 5.5 представлена принципиальная схема ЭПТС, в которой используется центральный блок торможения CBU.

В представленной схеме существенному изменению подверглась запасная тормозная система, ставшая одноконтурной. Этот факт показывает, что в будущем от запасной тормозной системы откажутся, а надежность всей тормозной системы будет обеспечена электроникой методом дублирования источников питания, повышением надежности

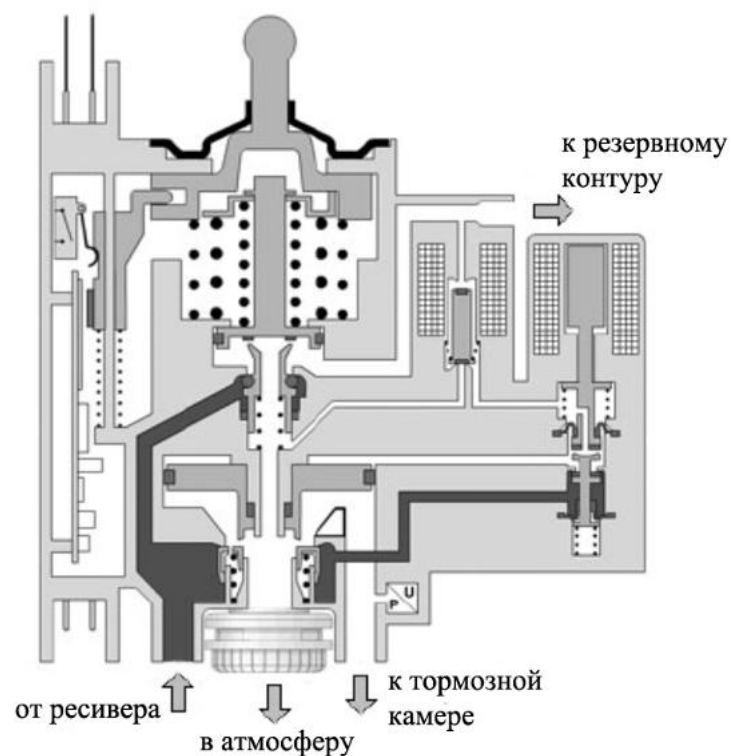


Рис. 5.4. Центральный блок торможения CBU фирмы WABCO-Westengause

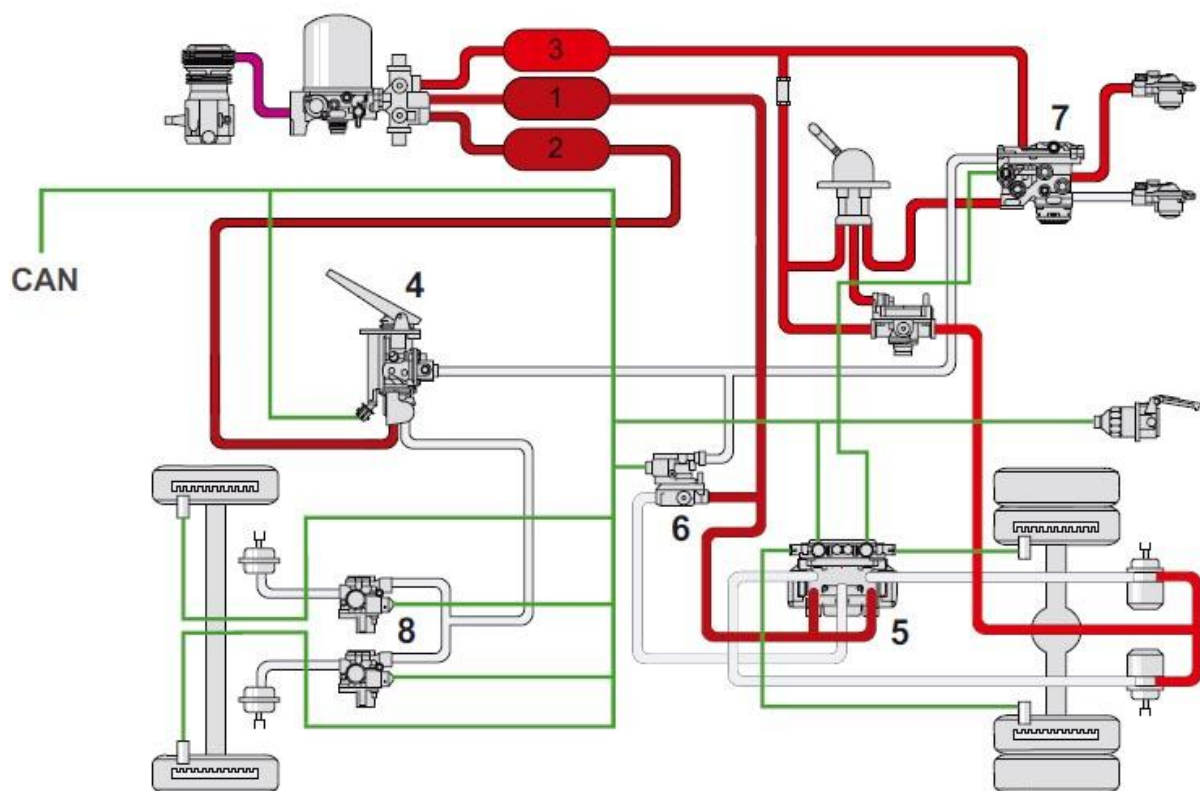


Рис. 5.5. Принципиальная схема электронно-пневматической тормозной системы «EBS Compact» для грузовиков фирмы WABCO-Westengause: 1, 2, 3 — ресиверы; 4 — блок CBU; 5 — осевой модулятор; 6 — защитный клапан; 7 — клапан управления прицепом; 8 — модуляторы АБС

электронных компонентов и т.п., и тогда ЭПТС будет иметь структуру, представленную на рис. 5.6.

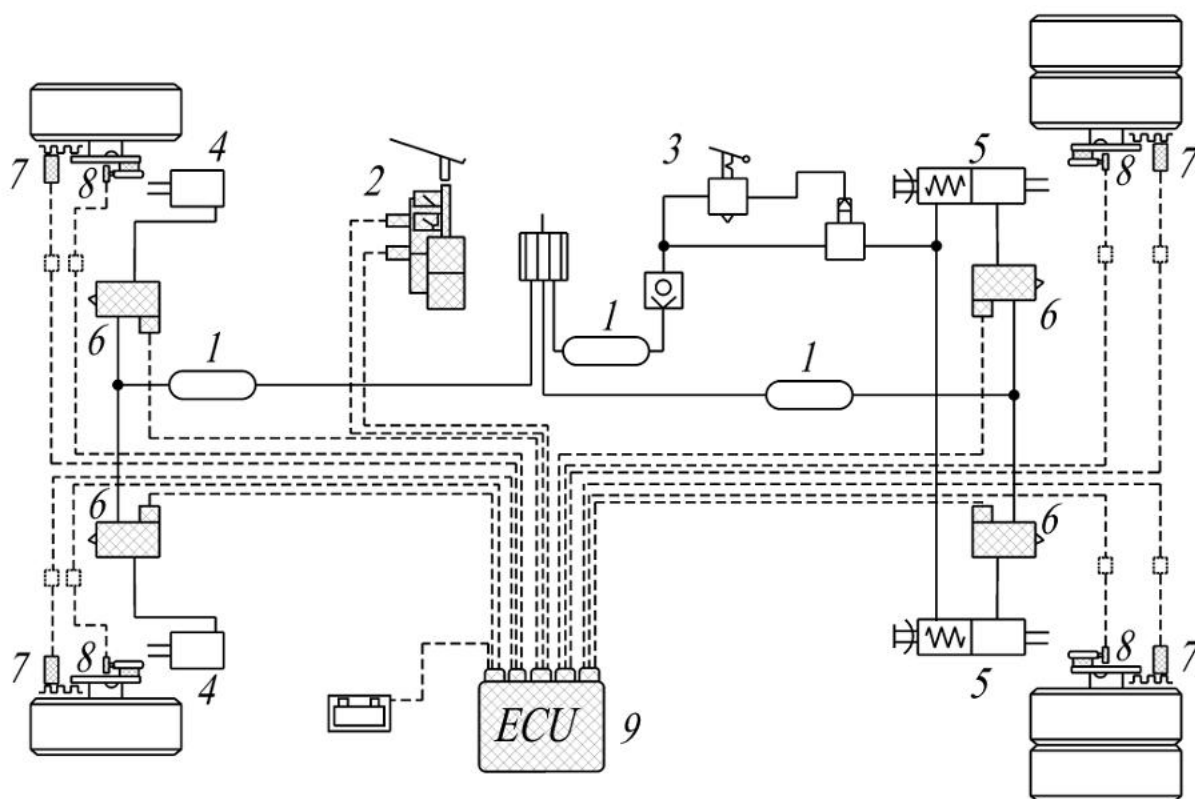


Рис. 5.6. Структурная схема «перспективной» ЭПТС: 1 – ресиверы; 2 – электронная педаль; 3 – ручной тормоз; 4,5 – тормозные камеры; 6 – пропорциональный модулятор; 7 – датчик угловой скорости; 8 – датчик износа тормозных накладок; 9 – электронный блок управления

Предложенная структурная схема ЭПТС позволит обеспечить:

- высокое быстродействие привода за счет установки модуляторов рядом с тормозными камерами;
- высокие показатели эргономики управления, отсутствие тормозного крана позволит значительно снизить усилие на педали тормоза;
- качение колеса при торможении с высокой эффективностью в различных скоростных, нагрузочных и сцепных условиях;
- удобство компоновки на транспортном средстве.

Однако для практической реализации перспективной ЭПТС необходимо обеспечить качество следящего действия не хуже чем у традиционной пневматической тормозной системы. Для этого требуется разработка принципиально новых структурных элементов тормозной системы. В связи с чем требуется анализ способов получения следящего и регулирующего действий.

5.2 Анализ влияния конструкции и режимов работы модулятора на рабочие процессы в контуре электронно-пневматической тормозной системы

5.2.1 Анализ получения следящего действия в современных ЭПТС

Ввиду отсутствия в открытой печати экспериментальных исследований характеристик современных ЭПТС, невозможно однозначно ничего сказать об эффективности и качестве регулирования процесса торможения таких систем. В связи с этим обстоятельством для выявления недостатков и определения пути развития данных систем, воспользуемся принципом подобия. Ввиду того, что принципы получения следящего действия современных ЭПТС и ЭПТП подобны, рассмотрим процесс получения следящего действия в ЭПТП, предложенный и разработанный Н.Г. Михалевичем [38, 140]. Принципиальная схема получения следящего действия ЭПТС представлена на рис. 5.7 [141].

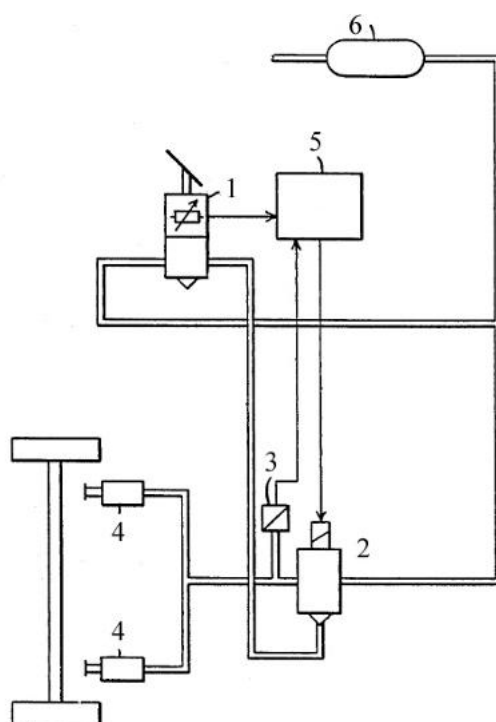


Рис. 5.7. Принципиальная схема получения следящего и регулирующего действий современных ЭПТС: 1 – тормозной кран с датчиком положения педали; 2 – релейный модулятор; 3 – датчик давления; 4 – тормозные камеры; 5 – регулятор (электронный блок управления); 6 – ресивер

В основу получения следящего и регулирующего действий существующих ЭПТС положено использование релейных модуляторов с обратной связью по датчику давления. При этом такие системы имеют характерную особенность работы – при плавном изменении задающего воздействия, т.е. усилия на тормозной педали, давление на выходе модулятора изменяется ступенями. На рис. 5.8 представлена экспериментальная осциллограмма изменения давления на выходе релейного модулятора при плавном увеличении усилия на тормозной педали [38].

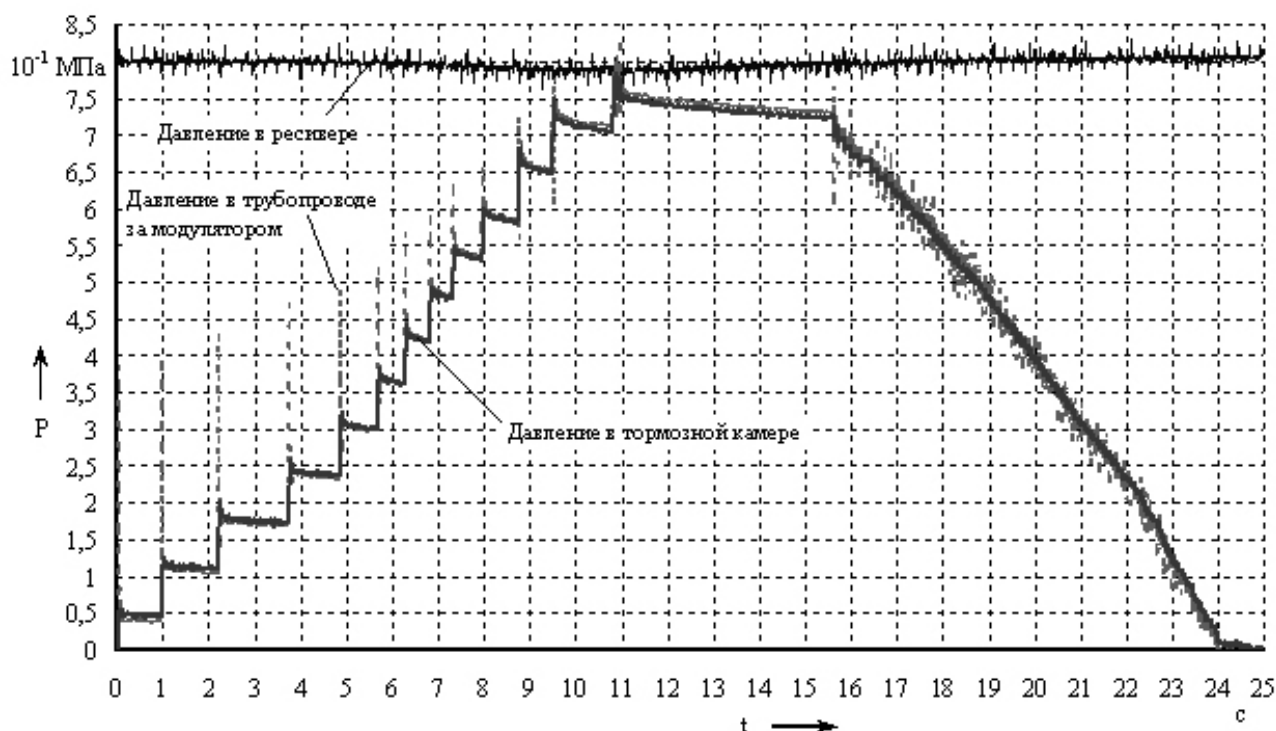


Рис. 5.8. Характер изменения давления на выходе релейного модулятора при плавном увеличении усилия на тормозной педали

Такая особенность изменения давления в тормозной камере связана с тем, что для релейного типа модуляторов, при работе в составе электронно-пневматической тормозной системы, для обеспечения следящего действия при нажатии на подпедальный электрический модуль, пропорциональность давления в тормозной камере достигается за счет установки датчика давления 3 (рис. 5.8) после модулятора, т.е. каждому положению педали соответствует некое давление, которое показывает датчик давления. На практике применение такой схемы всегда приводит к тому, что появляется запаздывание в системе исполнительный элемент (модулятор) – датчик. При таком решении обратная связь по

давлению реализуется внешними (вне модулятора) элементами: датчик давления – электронный блок управления – модулятор. Из-за этого модулятор поздно реагирует на сигнал датчика о необходимости перекрывать подачу сжатого воздуха в тормозную камеру, если датчик давления установлен в тормозной камере, и это приводит к значительному перерегулированию по величине отслеживаемого давления. На сброс излишка давления воздуха из тормозной камеры уходит время, таким образом, общее время установления требуемого давления в исполнительном органе (тормозной камере) увеличивается, что негативно сказывается на качестве процесса торможения ТС. При установке датчика давления непосредственно на выходе из модулятора, такая конструкция используется во всех современных ЭПТС, повышается точность установления давления, но при этом увеличивается количество срабатываний электроклапанов. Это явление хорошо отображает осциллограмма переходного процесса в ЭПТП (рис. 5.9) [38].

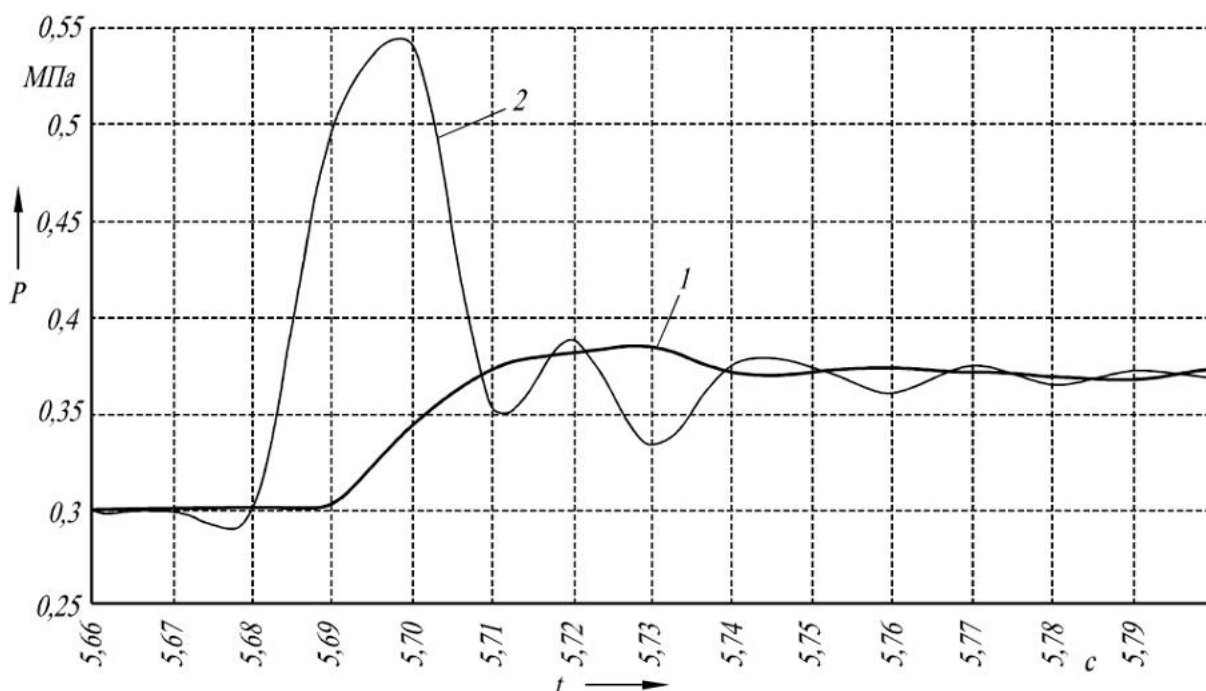


Рис. 5.9. Характер изменения давления на выходе релейного модулятора на величину одной ступени

На рис. 5.9 видно, что в начальный момент времени давление за модулятором растёт значительно быстрее, чем в тормозной камере. Когда давление за модулятором достигает заданной величины (рис. 5.9), блок управления подает команду на прекращение подачи

воздуха, но давление за модулятором за время закрытия электроклапана незначительно возрастает. Из-за этого блок управления подаёт новую команду на выпуск воздуха. Когда давление опять достигает величины P_3 блок управления прекращает выпуск воздуха, но давление снижается значительно ниже заданной величины, снова происходит наполнение, и цикл повторяется, в результате общее время установления давления тоже увеличивается. Подобные явления наблюдаются даже при экстренном приведении педали в действие (рис. 5.10). Как видно из рис. 5.10, темп нарастания давления за модулятором настолько высокий, что повышение давления опережает текущее положение педали, на что блок управления среагировал и подал сигнал на сброс воздуха, а потом опять начал наполнение.

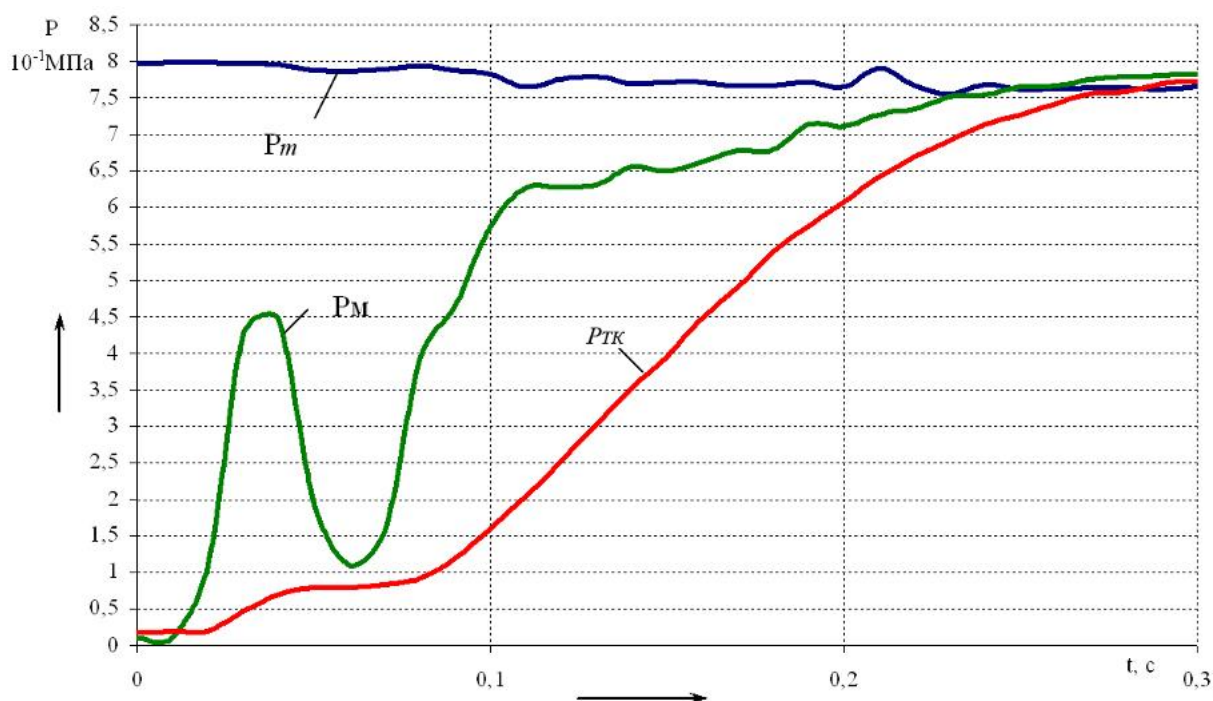


Рис. 5.10. Характер изменения давления на выходе релейного модулятора при экстренном приведении педали тормоза в действие

Подобная ситуация наблюдается и при быстром отпускании педали тормоза (рис. 5.11). На рис. 5.11 следует обратить внимание, что вся система управления в целом успевает ещё добавлять сжатый воздух в тормозную камеру, это видно по давлению на выходе из модулятора P_M , в некоторые моменты времени оно выше, чем в тормозной камере P_{TK} , когда нужно просто выпустить сжатый воздух.

Основными путями повышение качества регулирования в приводе ЭПТС, созданных на основе релейных модуляторов, является умень-

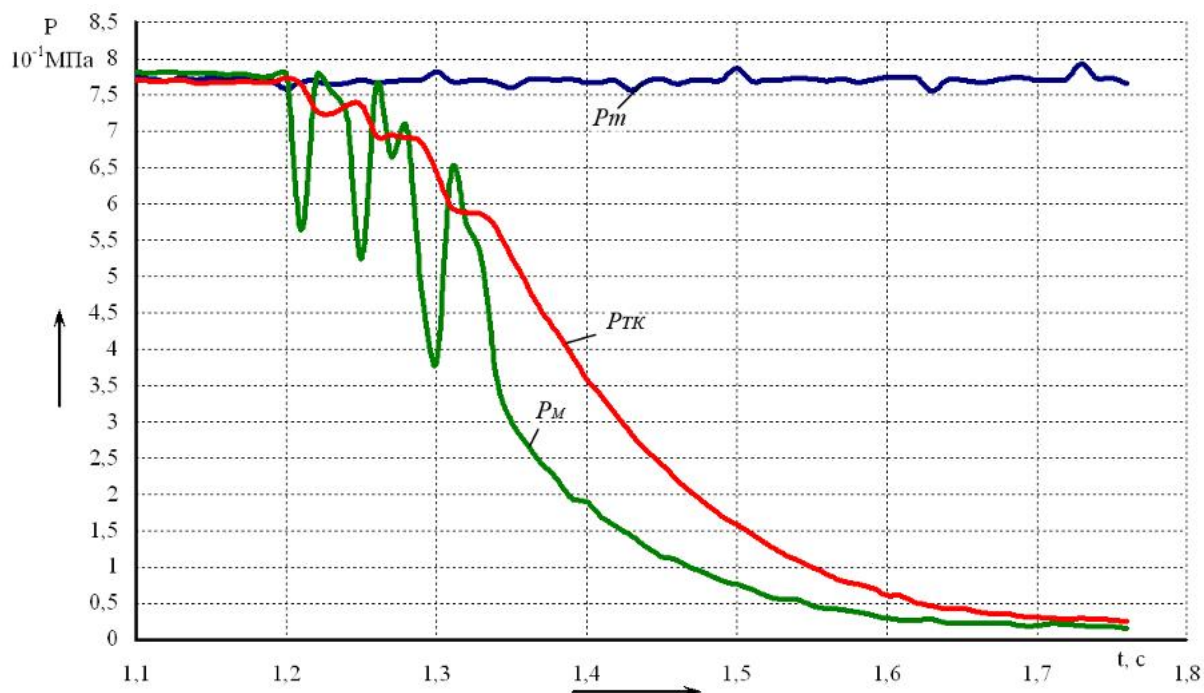


Рис. 5.11. Характер изменения давления на выходе релейного модулятора при быстром отпускании педали тормоза

шение ступенек давления (см. рис. 5.8), для этого требуется уменьшение скорости изменения давления или увеличение быстродействия электропневмоклапана. Первое ограничено нормативами на быстродействие привода при экстренном затормаживании и временем растормаживания, второе – усложнением конструкции модулятора, увеличением энергопотребления и снижением его ресурса. По второму пути идут большинство разработчиков таких систем. Таким образом, высокое быстродействие электропневмоклапанов повышают точность регулирования давления в тормозной камере, однако увеличивается общее время установления давления в тормозной камере, а также расход воздуха.

5.2.2 Анализ получения регулирующего действия в электронно-пневматических тормозных системах

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. 5.12) [29].

Ходовая лаборатория на базе автобуса МАЗ-256200 оборудована измерительным комплексом ИК ИЭСА (рис. 5.13).



Рис. 5.12. Ходовая лаборатория кафедры «автомобилей» на базе автобуса МАЗ-256200



Рис. 5.13. Общий вид измерительного комплекса ИК ИЭСА и датчиков ходовой лаборатории кафедры «автомобилей»

В результате испытаний были получены характерные осциллограммы изменения давления в тормозном приводе (рис. 5.14, 5.15).

На характерных осциллограммах (рис. 5.14 и 5.15) обозначено: $P_{\text{пер}}$ – давление в тормозной камере переднего колеса; $P_{\text{зад}}$ – давление в тормозной камере заднего колеса; V_x – линейная скорость движения ТС.

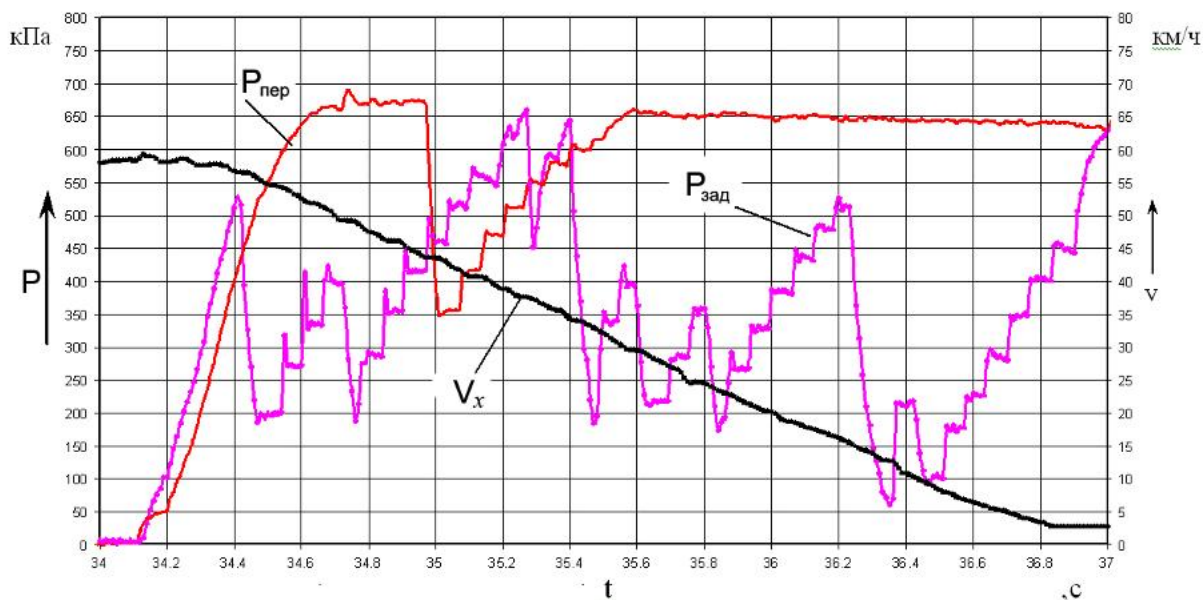


Рис. 5.14. Характерная осциллограмма изменения давления в тормозном приводе при работе ABS фирмы «KNORR-BREMSE» автобуса МАЗ-256200

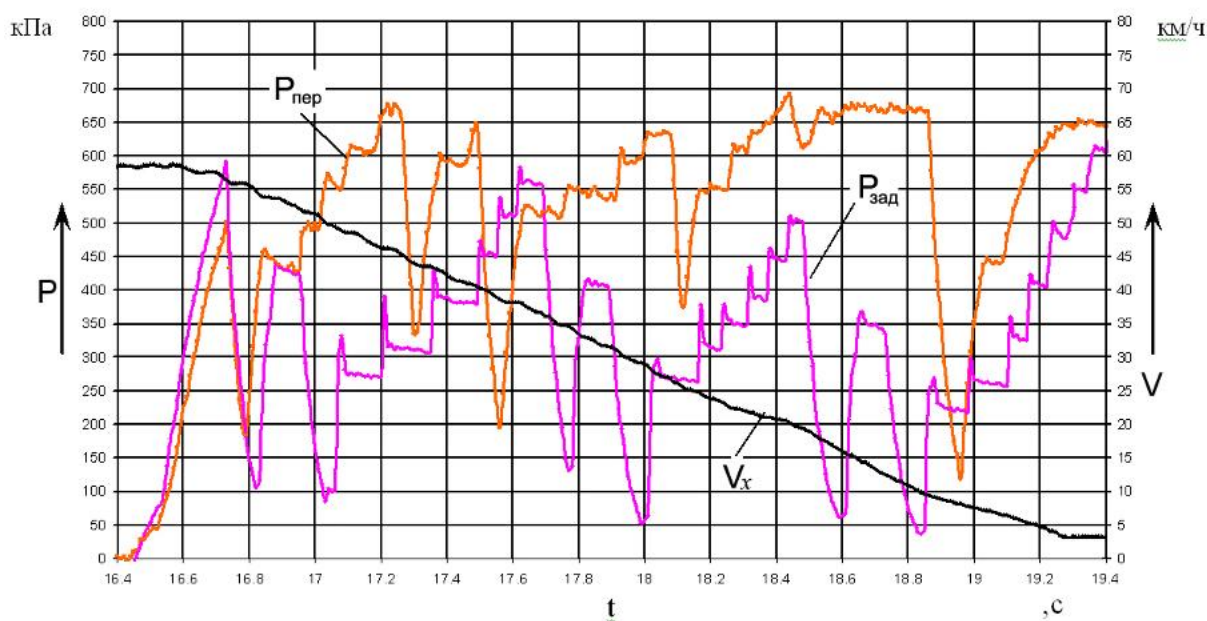


Рис. 5.15. Характерная осциллограмма изменения давления в тормозном приводе при работе ABS фирмы «Экран» г. Борисов автобуса МАЗ-256200

Как видно из осциллограмм (рис. 5.14, 5.15), при работе системы ABS происходит ступенчатое наполнение тормозных камер, т.е. алгоритм работы ABS преднамеренно растягивает процесс наполнения. Это свидетельствует о том, что на стадии наполнения высокое быстродействие отрицательно сказывается на качестве регулирования и эффективности работы ABS. Также на стадии опорожнения отсутствуют какие-либо

ступеньки изменения давления, а происходит максимально быстрое опорожнение тормозной камеры.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что для обеспечения высокого качества следящего и регулирующего действий необходимо обеспечить плавное наполнение и быстрое опоражнивание тормозной камеры, а существенное влияние на эти процессы оказывает модулятор, управляемый электронным блоком управления. Поэтому, усовершенствовав модулятор и разработав алгоритм управления модулятором и всей системой управления в целом, возможно повысить качество регулирования процесса торможения АТС.

Несмотря на общий принцип получения следящего и регулирующего действий, в конструкции и работе различных модуляторов ЭПТС 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 необходим анализ конструкций существующих модуляторов.

5.3 Анализ конструкций пневматических модуляторов электронно-пневматических тормозных систем

Большинство модуляторов, созданных на базе электропневмоклапанов, являются релейными и не прямого действия [142–144]. Ярким примером является модулятор фирмы KNOR-BREMSE, представленный на рис. 5.16 [142], и модулятор фирмы WABCO-Westengause, представленный на рис. 5.17 [136], конструкции которых очень схожи между собой и отличаются в основном расположением структурных элементов.

Особенностью модуляторов не прямого действия является то, что электропневмоклапаны управляют усилительной полостью пневмоусилителя, в данном случае, расположенную над поршнем. Это позволяет использовать небольшие электропневмоклапаны, с малым проходным сечением и высокой скоростью срабатывания.

Однако поршневой пневмоусилитель приводит к увеличению зоны нечувствительности и ухудшению следящего действия. Из-за этого модулятор имеет повышенную инерционность и малое быстродействие.

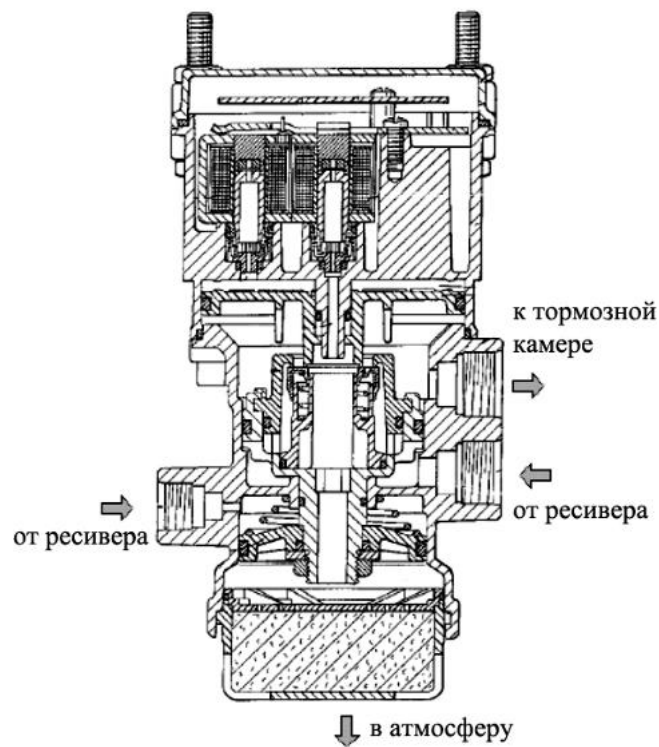


Рис. 5.16. Модулятор давления ЭПТС фирмы KNOR-BREMSE

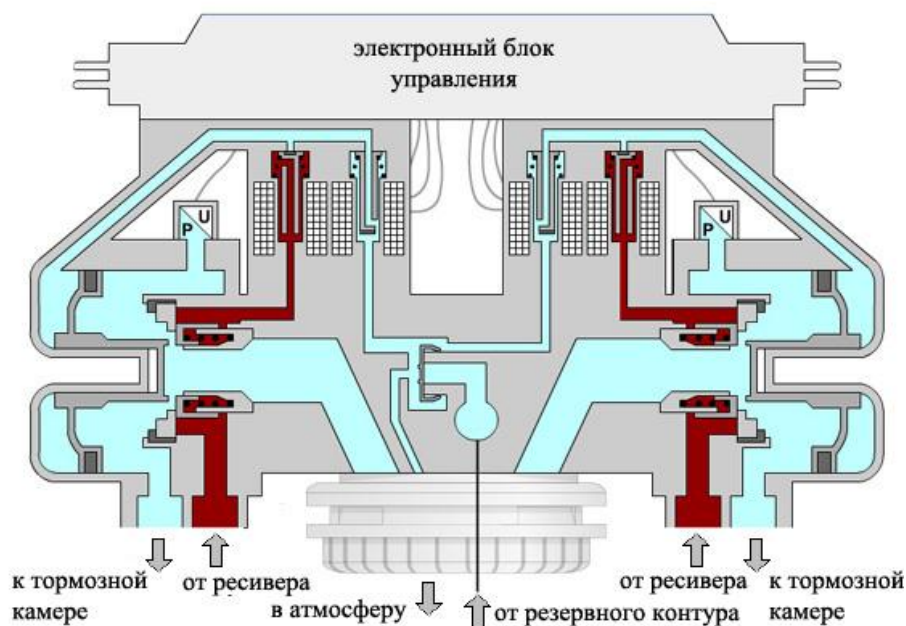


Рис. 5.17. Осевой модулятор давления 2-го поколения ЭПТС фирмы WABCO-Westengause

Одним из способов снижения инерционности и повышения быстродействия является уменьшение размеров усилительных полостей, а также использование диафрагменного пневмоусилителя вместо поршневого. На рис. 5.18 представлен модулятор, созданный фирмой WABCO-Westengause [136].

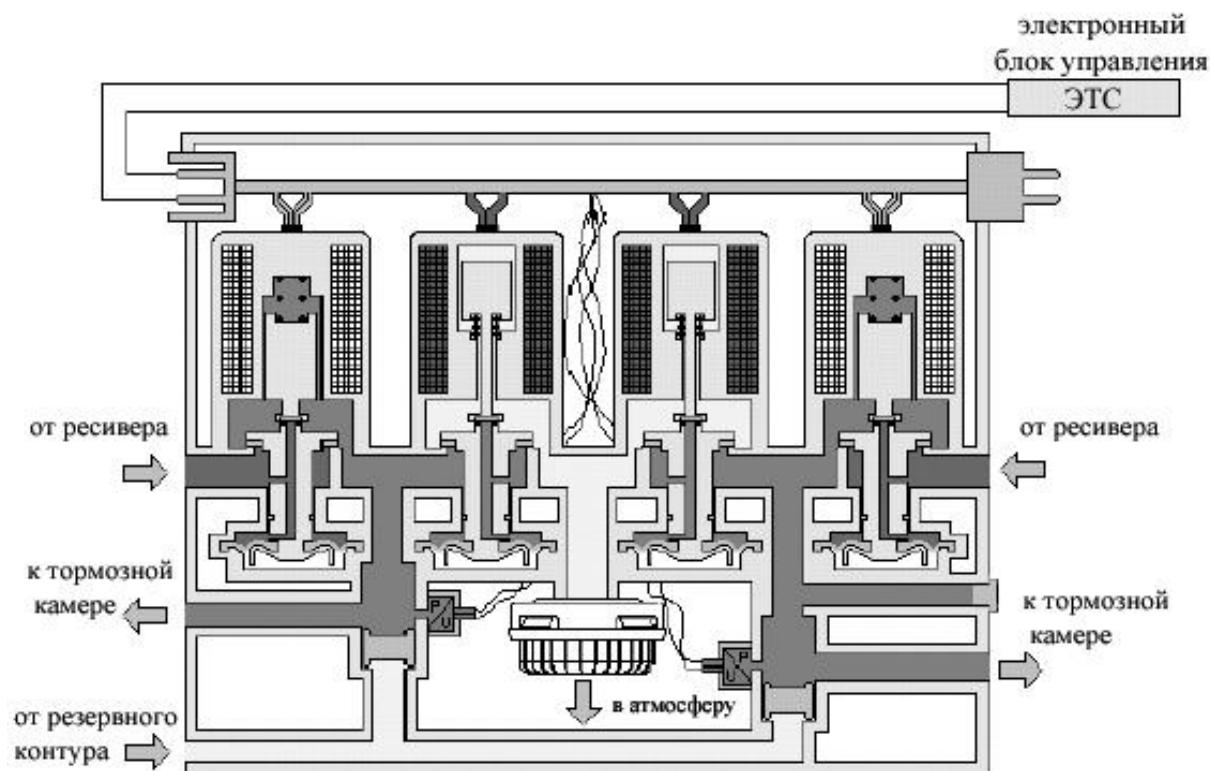


Рис. 5.18. Осевой модулятор давления 1-го поколения ЭПТС фирмы WABCO-Westengause

Мембранные модуляторы лишены некоторых недостатков поршневых, достаточно надежны и просты в эксплуатации, но, в свою очередь, имеют повышенную чувствительность к изменению температуры окружающей среды [144], что приводит к перемене выходных параметров модулятора, поэтому данная разновидность модуляторов всё меньше находит применение.

Следующим этапом в развитии модуляторов для ЭПТС стало создание модуляторов прямого действия [145–148]. На рис. 5.19, а) представлен релейный модулятор прямого действия, созданный на базе электропневмоклапана [145].

К основным преимуществам таких модуляторов можно отнести: относительную простоту конструкции, достаточно высокую скорость срабатывания и точность регулирования, а также малые габариты и массу. Альтернативным решением при создании модуляторов прямого действия является использование шагового двигателя для контроля положения клапанов. На рис. 5.19, б) представлен модулятор прямого действия, созданный на базе шагового двигателя с применением золотниковых клапанов с общим золотником [149].

Но при всех положительных характеристиках релейного модулятора прямого действия для обеспечения высокого быстродействия требует-

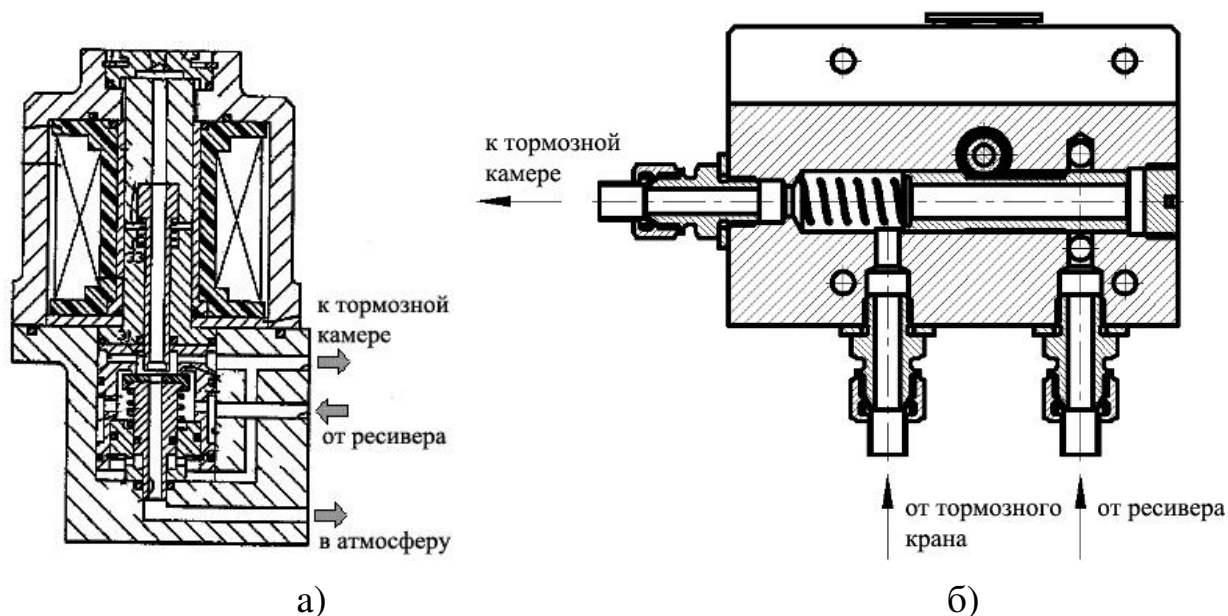


Рис. 5.19. Модулятор прямого действия, созданный на базе:
а) – электропневмоклапана; б) – шагового двигателя

ся использование мощных электромагнитов или шагового электродвигателя, поэтому они получили малое распространение.

Одним из возможных вариантов решения проблем, которые возникают в релейных модуляторах, является создание пропорциональных модуляторов (рис. 5.20) [148, 150–153], в которых происходит саморегуляция процесса наполнения тормозной камеры, в связи с чем отпадает необходимость повышать быстродействие исполнительного элемента, учитывать влияние температурных изменений и изменение объема управляющей полости.

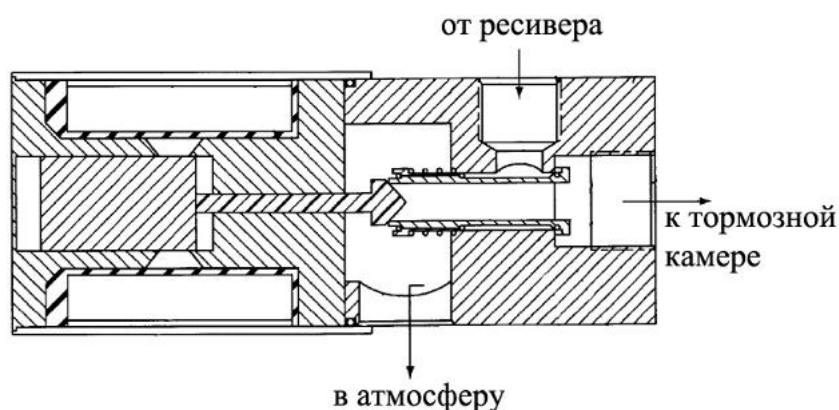


Рис. 5.20. Пропорциональный модулятор прямого действия, созданный на базе пропорционального электромагнита

Однако в модуляторах, построенных по данному принципу, сохранилась основная проблема модуляторов прямого действия – потребность использовать мощный и более сложный электромагнит, отсутствие связи с запасной тормозной системой требует наличия дополнительного аппарата в тормозной системе для обеспечения требований Правил №13 ЕЭК ООН [3, 154].

Главное преимущество пропорциональных модуляторов заключается в том, что исключается необходимость применения датчика давления после модулятора. Это, в свою очередь, позволяет упростить систему управления, а значит, повысит ее надежность и быстродействие. Поэтому применение пропорциональных модуляторов вместо релейных является наиболее рациональным путем совершенствования структуры ЭПТС.

На основе анализа конструкций модуляторов выделим требования к модулятору «идеальной» ЭПТС:

общие требования

- обеспечивать следящее действие;
- обеспечивать выполнение всех функций или их отдельных сочетаний современных ЭПТС;
- обеспечивать быстрое опорожнение ТК;
- простота в управлении;

конструктивные

- отсутствие влияния давления воздуха на работу запорно - регулирующего элемента;
- минимально возможное перемещение подвижных элементов запорно - регулирующего элемента;
- минимально возможная масса подвижных элементов запорно - регулирующего элемента;

общетехнические

- минимальные масса и габаритные размеры;
- универсальность конструкции;
- надежность и долговечность;
- технологичность и невысокая себестоимость изделия.

6 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СВЯЗЕЙ И РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ КОНТУРА ЭЛЕКТРОННО- ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ МОДУЛЯТОРОМ

Для проведения теоретических исследований рабочих процессов контура электронно-пневматической тормозной системы с пропорциональным модулятором необходимо:

- выбрать конструктивную схему пропорционального модулятора;
- выбрать входные и выходные параметры пропорционального модулятора с целью получения исходных данных и математических зависимостей для построения статической и динамической характеристик пропорционального модулятора;
- построить статическую характеристику пропорционального модулятора с целью оценки качества следящего действия;
- построить динамическую характеристику пропорционального модулятора с целью оценки быстродействия ЭПТП с пропорциональным модулятором.

6.1 Выбор конструктивной схемы и основных параметров пропорционального модулятора

Из анализа конструкций модуляторов видно, что основным элементом, управляющим клапанами, являются электроклапаны. Главной причиной этому является простота в управлении. Для выбора конструктивной схемы пропорционального модулятора рассмотрим принцип получения следящего действия в пропорциональном модуляторе. В основу такого модулятора положено использование пропорционального электромагнита (рис. 6.1) [155, 156].

При правильном выборе размеров частей из мягкого магнитного железа и управляющего конуса характеристика пропорционального электромагнита имеет следующий вид (рис. 6.2).

Как видно из рабочей характеристики (рис. 6.2), усилие на якоре увеличивается пропорционально силе тока, что позволяет в пропорциональном модуляторе устанавливать зависимость между силой тока,

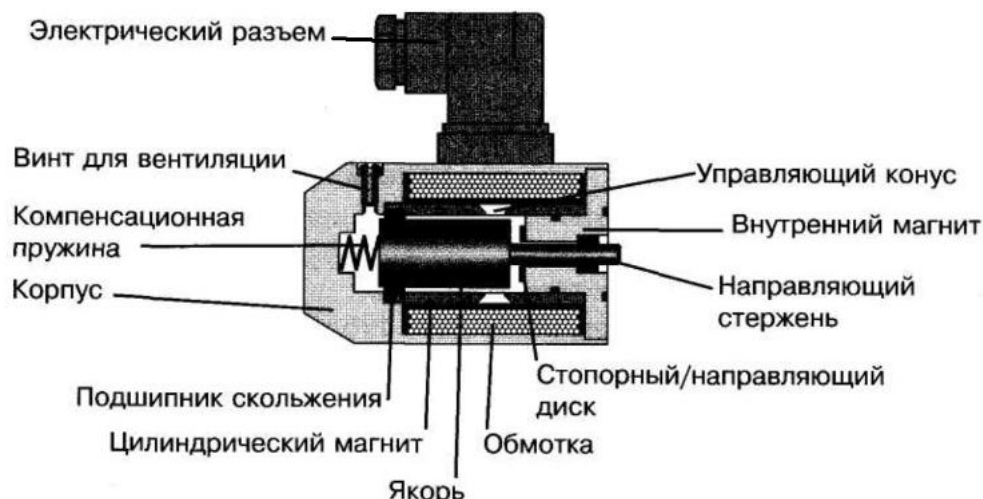


Рис. 6.1. Конструкция пропорционального электромагнита

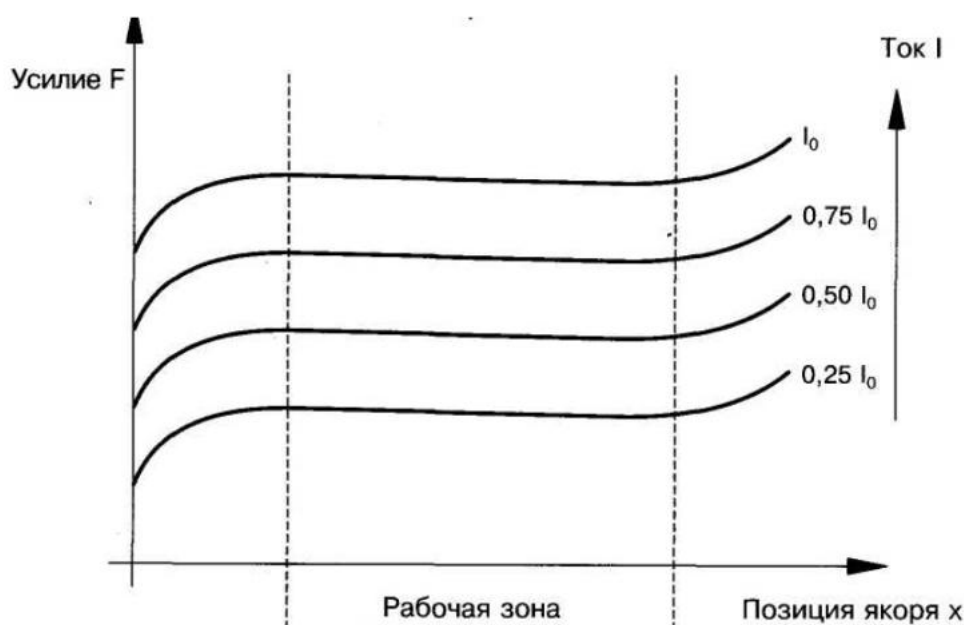


Рис. 6.2. Характеристика пропорционального электромагнита

подаваемой от блока управления на катушку пропорционального электромагнита, и давлением в тормозной камере. Увеличение силы тока вдвое приводит к двойному увеличению усилия. Также усилие на якоре не зависит от положения якоря в пределах рабочей зоны, которая обычно составляет 2 мм, это, в свою очередь, делает возможным реализацию пропорциональности между положением педали и давлением в тормозной камере только по усилию на якоре электромагнита, пропорциональному силе тока.

В разработанном модуляторе [157, 158] (рис. 6.3) предлагается применение плоских клапанов с нулевой активной площадью, а для управления положением клапанов – шаговый электродвигатель (ШЭД).

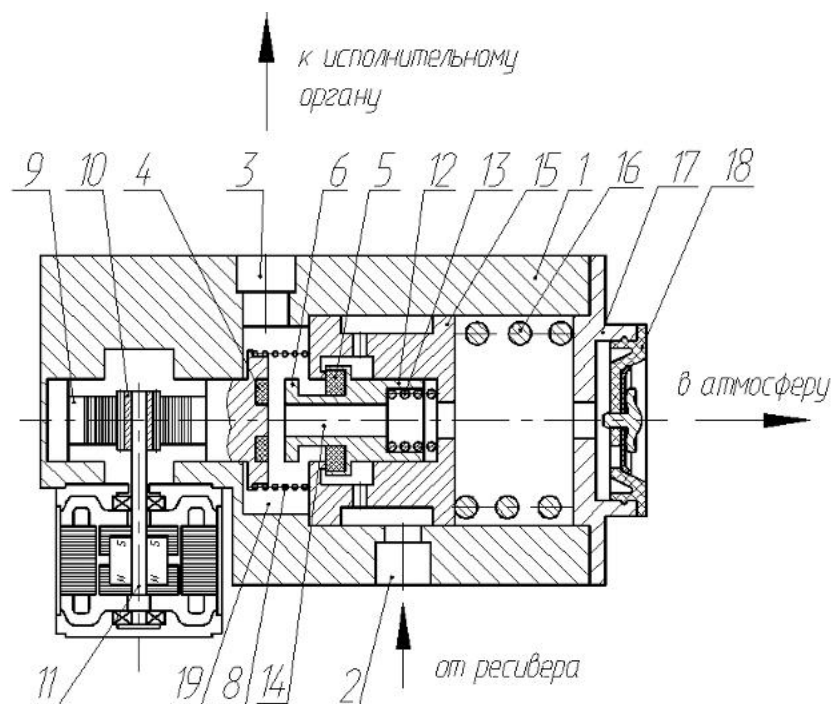


Рис. 6.3. Пропорциональный модулятор, созданный на базе шагового электродвигателя

Разработанный модулятор имеет следящее действие и содержит корпус 1, входной канал 2, соединенный с ресивером сжатого воздуха, и выходной канал 3, соединенный с исполнительным органом (тормозной камерой), выпускной и впускной пневмоклапаны 4 и 5. Пневмоклапаны 4 и 5 выполнены в виде плоских клапанов с нулевой активной площадью. Выпускной пневмоклапан 4, поджатый пружиной 8, жестко связан с штоком, на боковой поверхности которого имеется зубчатая рейка 9, через шестерню 10 связан с валом ШЭД 11. Седло клапана 6 сделано совместно с клапаном 12, который поджат пружиной 13 и имеет осевое отверстие 14, связанное с атмосферой. Седло впускного пневмоклапана 5 сделано в пневмопоршне 15, который поджат пружиной 16. В модуляторе есть крышка 17 с выпускным окном 18.

Хотя управление шаговым электродвигателем значительно сложнее, чем электроклапаном, но широкое их применение привело к созданию электронных модулей управления шаговыми электродвигателями, что позволило упростить процесс управления шаговыми электродвигателями до уровня электроклапанов, путем создания «драйвера шагового двигателя» – силовая часть с простейшим интерфейсом (шаг, направление). «Драйвер» является усилителем мощности, преобразующим импульсы, поданные на него, в перемещение вала. Каждый импульс, поданный на драйвер, перемещает вал на 1 шаг [159].

Достоинствами модулятора, представленного на рис. 6.3, является простота конструкции, отсутствие влияния давления сжатого воздуха на работу ЗРЭ, что позволяет снизить мощность ШЭД, минимально возможное перемещение подвижных элементов ЗРЭ при обеспечении необходимого проходного сечения, обеспечивает высокое быстродействие модулятора. А также благодаря применению ШЭД имеется возможность регулировать время срабатывания модулятора в процессе выполнения алгоритма любой функции ЭПТС.

6.2 Выбор входных и выходных параметров пропорционального модулятора с приводом от шагового электродвигателя

Исходными данными для расчета основных параметров пропорционального модулятора с ШЭД, а также построения его статической характеристики являются следующие параметры:

z_{Π} – дискретность перемещения запорно-регулирующего элемента;

$t_{\text{кл}}$ – время полного хода запорно-регулирующего элемента.

Дискретность перемещения ЗРЭ определяется зависимостью перемещения ЗРЭ и выходного давления. В традиционных пропорциональных (следящих) аппаратах, а именно тормозных кранах, ступенчатость изменения выходного давления является одним из показателей качества пневматического тормозного привода [160]. Нормативно не предписана ступенчатость изменения выходного давления в пропорциональных аппаратах, пример достаточно малых ступеней давления в пневматическом тормозном приводе показан в работе [161], величина ступени – 0,01 МПа. По другим рекомендациям допустимая величина ступени давления в пневматическом тормозном приводе не должна превышать 3 – 4 % от максимального давления [162] и 0,02 МПа [163]. Таким образом, дискретность перемещения ЗРЭ определяется:

$$z_{\Pi} = \frac{P_{\text{max}}}{P_{\text{ст}}}, \quad (6.1)$$

где P_{max} – максимальное давление в ресивере;

$P_{\text{ст}}$ – величина ступени изменения давления.

Минимальное время полного хода ЗРЭ в серийных тормозных кранах определяется временем нажатия на педаль при экстренном торможении, которое нормативно установлено 0,2 с. [10, 164]. Таким образом,

максимальное время перемещения ЗРЭ в пропорциональном модуляторе должно быть не более 0,2 с, а минимальное – ограничивается моментными параметрами ШЭД.

Исходя из особенностей конструкции пропорционального модулятора и работы ШЭД, для обеспечения высокой скорости срабатывания выбор основных параметров пропорционального модулятора проводится для режима работы ШЭД с постоянной частотой шагов [165–167].

Физическая модель пропорционального модулятора [66, 158, 168] исследуемой конструкции представлена на рис. 6.4.

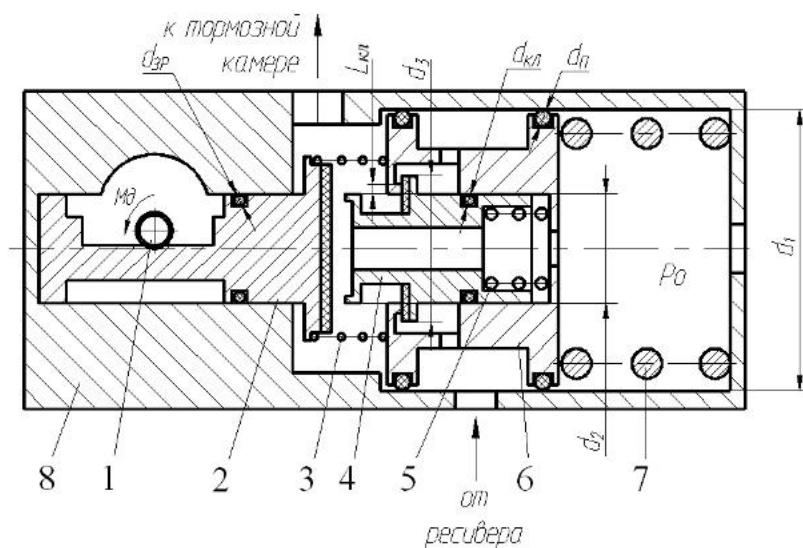


Рис. 6.4. Расчетная схема пропорционального модулятора ЭПТС:

- 1 – шестерня, установленная на валу шагового двигателя; 2 – шток с зубчатой рейкой; 3 – возвратная пружина; 4 – двухседельный клапан;
- 5 – пружина двухседельного клапана; 6 – следящий пневмопоршень;
- 7 – пружина следящего пневмопоршня; 8 – корпус модулятора

Исходя из расчетной схемы пропорционального модулятора общее сопротивление перемещения подвижных деталей ЗРЭ определяется по следующей зависимости:

$$F_{\text{об}} = a_{\text{д}} \cdot m_{\text{д}} + \Sigma F_{\text{тр}} + F_{\text{пр2}} + F_{\text{ск}}, \quad (6.2)$$

где $a_{\text{д}}$ – ускорение подвижных деталей ЗРЭ, м/с²;

$m_{\text{д}}$ – масса подвижных деталей ЗРЭ, кг;

$\Sigma F_{\text{тр}}$ – суммарная сила трения при перемещении подвижных деталей ЗРЭ в корпусе модулятора, Н;

$F_{\text{пр2}}$ – усилие пружины 3, Н;

$F_{\text{ск}}$ – усилие, необходимое для открытия впускного клапана, образованного двухседельным клапаном 4 и пневмопоршнем 6, Н.

Усилие, необходимое для открытия впускного клапана, определяется по следующей зависимости:

$$F_{\text{ск}} = F_{\text{пр2}} + F_{\text{р}} + F_{\text{тр1}}, \quad (6.3)$$

где $F_{\text{пр2}}$ – усилие пружины 5, необходимое для обеспечения герметичности впускного клапана, Н;

$F_{\text{р}}$ – сила, действующая на клапан 4 от давления воздуха, Н;

$F_{\text{тр1}}$ – сила трения уплотнительного кольца $d_{\text{кл}}$ по диаметру d_2 , Н.

Усилие пружины, необходимое для обеспечения герметичности клапана определяется:

$$F_{\text{пр1}} = F_y + F_{\text{тр1}}, \quad (6.4)$$

где F_y – сила необходимая для обеспечения герметичности впускного клапана, Н.

Сила, необходимая для обеспечения герметичности клапана, определяется [67]:

$$F_y = k_3 \cdot P_{\text{max}} \cdot (d_2 - L_{\text{кл}}) \cdot L_{\text{кл}} \cdot (1 + 0,4 \cdot \mu_{\rho}) \cdot 2\pi, \quad (6.5)$$

где k_3 – коэффициент запаса;

$L_{\text{кл}}$ – ширина пояса клапана, м.

Сила трения резинового кольца круглого сечения определяется по формуле [169]:

$$F_{\text{тр1}} = \left(\frac{d_{\text{в}}}{2} - d_{\text{к}} \right) \cdot K_n, \quad (6.6)$$

где K_n – переводной коэффициент;

$d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр уплотнительного кольца $d_{\text{кл}}$, м;

$d_{\text{к}}$ – диаметр уплотнительного кольца $d_{\text{кл}}$, м.

Сила, действующая на клапан 4 от давления воздуха, рассчитывается:

$$F_{\text{р}} = P_{\text{max}} \cdot S_{\text{эф}}, \quad (6.7)$$

где $S_{\text{эф}}$ – эффективная площадь клапана 4, м².

Эффективная площадь клапана определяется по формуле:

$$S_{\text{эф}} = \frac{\pi \cdot \left((d_2 + L_{\text{кл}})^2 - d_2^2 \right)}{4}. \quad (6.8)$$

Усилие пружины 3 определяется:

$$F_{\text{пр2}} = F_{\text{сд}} + F_{\text{тр2}}, \quad (6.9)$$

где $F_{\text{сд}}$ – сила сопротивления вращению ротора двигателя, Н;
 $F_{\text{тр2}}$ – сила трения уплотнительного кольца $d_{3,р}$, Н.

6.2.1 Определение рабочих характеристик шагового электродвигателя

Перемещение ЗРЭ за один шаг ШЭД, которое соответствует углу поворота ротора ШЭД (α), определяется по формуле:

$$h_{\text{кл1}} = \frac{r_{\text{ш}} \cdot \pi \cdot \alpha}{180}. \quad (6.10)$$

Полный ход ЗРЭ $h_{\text{кл}}$ определяется:

$$h_{\text{кл}} = h_{\text{кл1}} \cdot z_{\text{п}}. \quad (6.11)$$

Время одного шага ШЭД $t_{\text{кл1}}$ определяется по зависимости:

$$t_{\text{кл1}} = \frac{t_{\text{кл}}}{z_{\text{п}}}, \quad (6.12)$$

где $t_{\text{кл}}$ – время полного хода ЗРЭ, с.

Рабочая частота ШЭД f_p определяется по формуле:

$$f_p = \frac{1}{t_{\text{кл1}}}. \quad (6.13)$$

Ускорение подвижных деталей ЗРЭ при условии работы ШЭД с постоянной частотой определяется по следующей зависимости:

$$a_{\text{д}} = \frac{2 \cdot h_{\text{кл1}}}{t_{\text{кл1}}^2}. \quad (6.14)$$

В работах [165, 166] статический момент ШЭД выбирается в следующем порядке.

Момент сопротивления нагрузки M_H определяется по формуле:

$$M_H = F_{об} \cdot r_{ш}. \quad (6.15)$$

Статический момент ШЭД M_D выбирается по зависимости:

$$M_D = \frac{M_H}{0,4}. \quad (6.16)$$

После выбора ШЭД 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 ШЭД.

Резонансная частота вычисляется по формуле:

$$F_0 = (N_d \cdot T_{\pi} / (J_R + J_L)) \cdot 0,5/4\pi. \quad (6.17)$$

где F_0 – резонансная частота, Гц;

N_d – число полных шагов на оборот;

T_{π} – 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.

По описанной выше методике проведена оценка влияния быстродействия модулятора (под быстродействием подразумевается время полного хода ЗРЭ) на необходимый момент на валу ШЭД при прочих равных условиях, в результате получена зависимость, приведенная на рис. 6.5.

Из зависимости, представленной на рис. 6.5 видно, что увеличение быстродействия выше 0,05 с приводит к значительному увеличению необходимого момента на валу ШЭД, следовательно, создавать быстродействующие аппараты на основе шаговых электродвигателей не рационально.

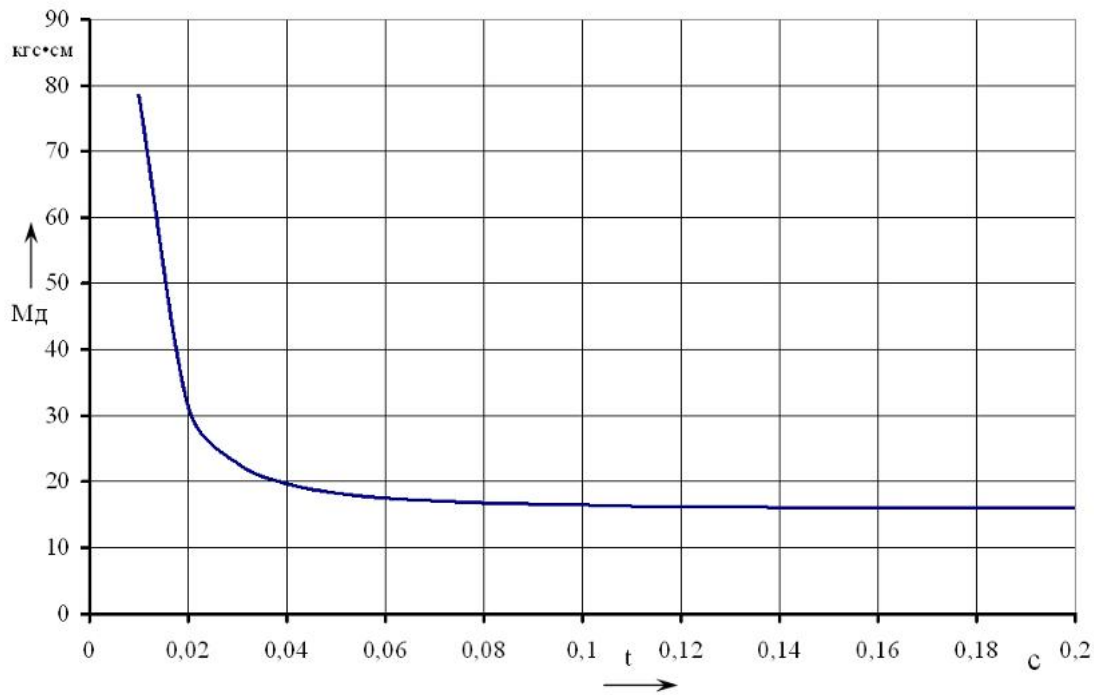


Рис. 6.5. Зависимость влияния быстродействия модулятора на необходимый момент на валу шагового электродвигателя

6.2.2 Математическое моделирование статической характеристики пропорционального модулятора

Статическая характеристика пропорционального модулятора (рис. 6.6) определяется как зависимость давления p_T в управляющей полости модулятора от перемещения золотника $h_{зп}$, с учетом гистерезиса. При нажатии на педаль баланс сил, действующий на следящий элемент, описывается уравнением:

$$C_{пр} \cdot h_{п} - F_{тр3} - F_{пр1} - F_{пр2} + F_P + F_{тр1} - p_T \cdot \frac{\pi (d_i^2 - d_2^2)}{4} = 0, \quad (6.18)$$

где $C_{пр}$ – жесткость пружины следящего поршня, Н/мм;

$h_{п}$ – положение следящего пневмопоршня b (см. рис. 6.4);

$F_{тр3}$ – сила трения кольца $d_{п}$ по диаметру d_i (см. рис. 6.4), Н.

Давление в управляющей полости на прямой ветви статической (наполнение) характеристики описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} p_T = 0; \text{ при } h_{з.п} < \frac{D_y^2}{4 \cdot d_2}; \\ p_T = 4 \cdot \frac{F_{пр0}}{\pi \cdot (d_i^2 - d_2^2)}; \text{ при } \frac{D_y^2}{4 \cdot d_2} < h_{з.п} < 2 \cdot e_{кл}; \\ p_T = \frac{4 \cdot (C_{пр} \cdot h_{п} + F_{тр3} + F_{пр1} + F_{пр2} - F_P - F_{тр1})}{\pi \cdot (d_i^2 - d_2^2)}; \text{ при } \frac{D_y^2 + 4 \cdot d_2 \cdot 2 \cdot e_{кл}}{4 \cdot d_2} < h_{з.п} < h_{з.п}^{max}, \end{cases} \quad (6.19)$$

где D_y^2 – условный диаметр сечения выпускного клапана, м;

$h_{зр}$ – положение зубчатой рейки, м;

$F_{пр0}$ – усилие пружины 7 при предварительном сжатии, Н;

$e_{кл}$ – деформация резинового клапана, м;

Баланс сил, действующий на следящий поршень, в момент открытия выпускного клапана при отпускании тормозной педали:

$$C_{пр} \cdot h_{п} - F_{тр3} - F_{пр1} - p_{т} \cdot \frac{\pi (d_1^2 - d_2^2)}{4} = 0. \quad (6.20)$$

Давление в управляющей полости на обратной ветви (опорожнения) статической характеристики:

$$\begin{cases} p_{т} = 0; \text{ при } h_{з.р} < \frac{D_y^2}{4 \cdot d_2}; \\ p_{т} = 4 \cdot \frac{F_{пр0}}{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}; \text{ при } \frac{D_y^2}{4 \cdot d_2} < h_{з.р} < e_{кл}; \\ p_{т} = 4 \cdot \frac{(C_{пр} \cdot h_{п} - F_{тр3} - F_{пр})}{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}; \text{ при } \frac{D_y^2}{4 \cdot d_2} + e_{кл} < h_{з.р} < h_{з.р}^{max}. \end{cases} \quad (6.21)$$

С учетом выражений (6.19), (6.21) на рис. 6.6 представлена расчетная статическая характеристика пропорционального модулятора [168].

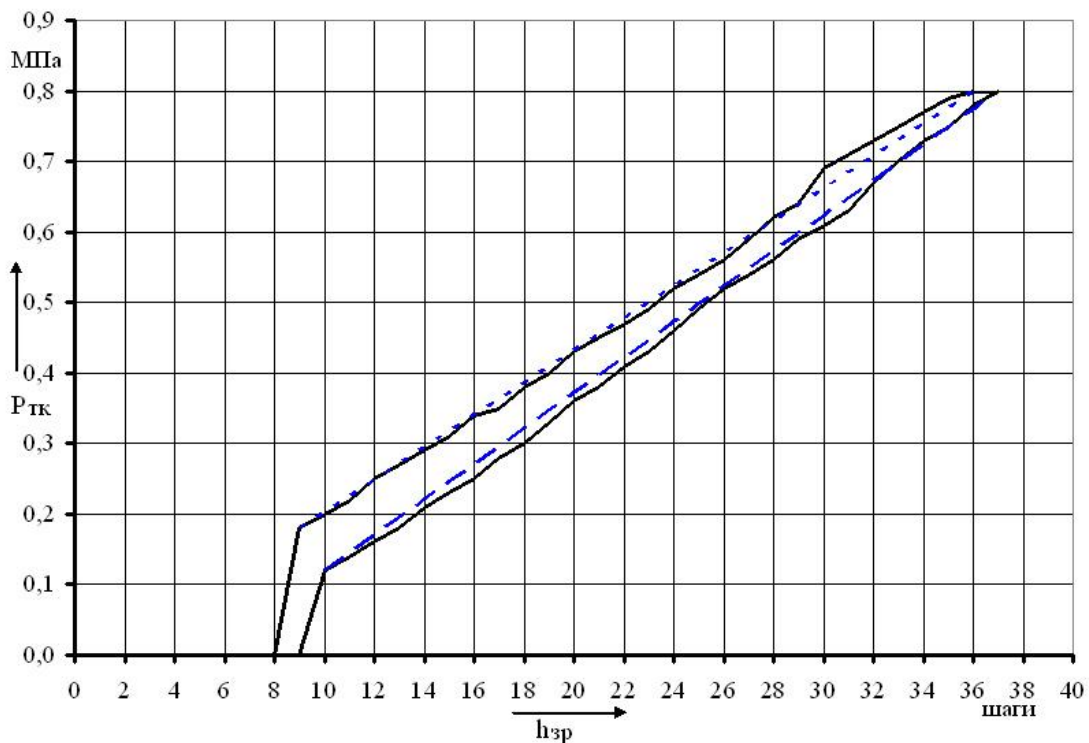


Рис. 6.6. Расчетная статическая характеристика пропорционального модулятора: - - - расчетное затормаживание;
— — — расчетное растормаживание

6.2.3 Математическое моделирование динамики работы контура электропневматического тормозного привода

На рис. 6.7 представлена принципиальная схема исследуемого контура.

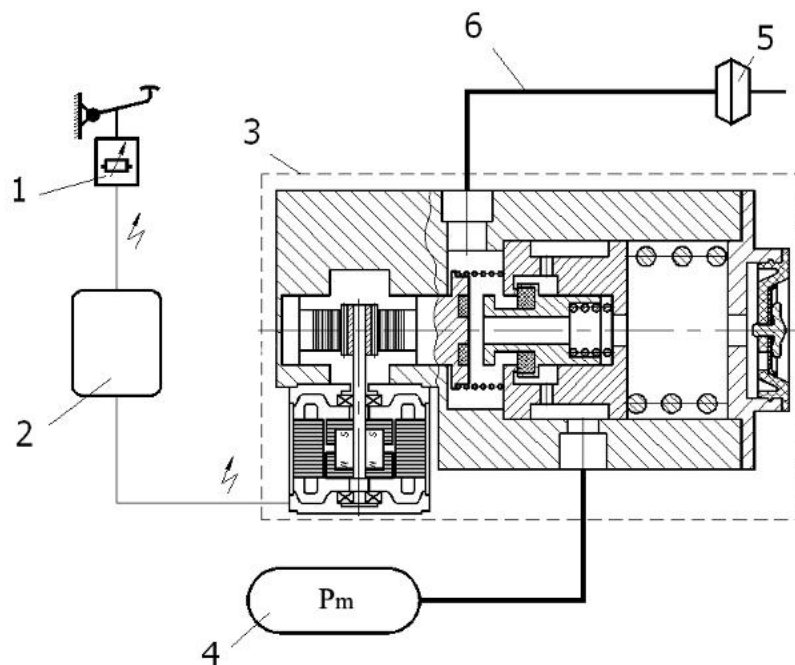


Рис. 6.7. Принципиальная схема контура ЭПТП с пропорциональным модулятором: 1 – подпедальный электрический модуль; 2 – электронный блок управления; 3 – пропорциональный модулятор; 4 – ресивер; 5 – тормозная камера тип 20; 6 – соединительный трубопровод длиной 1 м

Математическая модель контура ЭПТП с пропорциональным модулятором включает в себя: модель ШЭД [170, 171], дифференциальные уравнения газодинамических функций Метлюка – Автушко [35, 172, 173] и дифференциальные уравнения, описывающие работу следящего двухседельного клапана модулятора.

Математическая модель ШЭД [170, 171] состоит из уравнений (6.22), (6.23), (6.24) и условий (6.25) для каждой обмотки статора. Управлением являются сигналы: $ga(t)$, $gb(t)$. Основным выходным сигналом является угловое положение ротора β_r , которое имеет ряд устойчивых положений, отстающих друг от друга на один шаг. Начало отсчета угла β_r совмещено с осью статора.

В общем случае шаговый электродвигатель может быть описан с помощью модели электрической машины с двумя обмотками на статоре и одной обмоткой на роторе (рис. 6.8) [171].

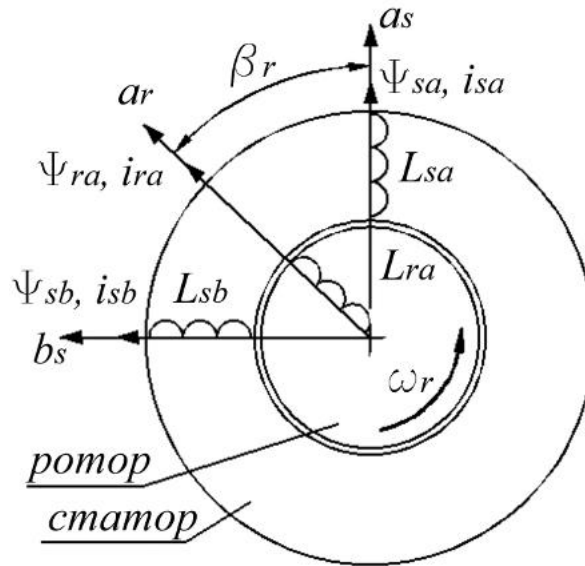


Рис. 6.8. Расчетная схема шагового электродвигателя

Уравнения математической модели такой электрической машины могут быть записаны в виде (6.22) [170, 171]:

$$\begin{cases} \frac{di_{sa}}{dt} = \frac{1}{L_{sa}} \cdot (u_{sa} - r_{sa} \cdot i_{sa} - K_r \cdot M \cdot \cos(\beta_r) + M \cdot i_{ra} \cdot \sin(\beta_r) \cdot w_r); \\ \frac{di_{sb}}{dt} = \frac{1}{L_{sb}} \cdot (u_{sb} - r_{sb} \cdot i_{sb} - K_r \cdot M \cdot \cos(\beta_r) - M \cdot i_{ra} \cdot \sin(\beta_r) \cdot w_r); \\ \frac{di_{ra}}{dt} = K_r; \\ \frac{d\beta}{dt} = w_r; \\ \frac{dw_r}{dt} = \frac{p}{J} (M_e - M_c - k \cdot w_r), \end{cases} \quad (6.22)$$

где i_{sa}, i_{sb}, i_{ra} – токи в обмотках статора и ротора по осям a_s, b_s, a_y , А;

u_{sa}, u_{sb}, u_{ra} – напряжения на обмотках по осям a_s, b_s, a_y , В;

r_{sa}, r_{sb}, r_{ra} – активные сопротивления обмоток по осям a_s, b_s, a_y , Ом;

$L_{sa}, L_{sb}, L_{ra} = L_{r0} + L_{r1} \cdot \cos(4 \cdot \beta)$ – индуктивности обмоток по осям a_s, b_s, a_y , Гн;

M – взаимная индуктивность, Гн;

β_r – угловое положение ротора;

w_r – угловая скорость, об/мин;

M_c – момент сопротивления, Нм;

M_e – электромагнитный момент, Нм;

J – момент инерции ротора, кгм²;

p – число пар полюсов.

В модели (6.22) используется следующее обозначение:

$$\begin{aligned}
K_r = & (L_{sa} \cdot L_{sb} \cdot (L_{r0} + L_{r1} - 2 \cdot L_{r1} \cdot \sin^2(2 \cdot \beta_r)) - M^2 \cdot L_{sa} + \\
& + M^2 \cdot \cos^2(\beta_r) \cdot (L_{sa} - L_{sb}))^{-1} \cdot [L_{sa} \cdot L_{sb} \cdot (u_{ra} - r_{ra} \cdot i_{ra}) + \\
& + 4 \cdot L_{r1} \cdot w_r \cdot i_{ra} \cdot L_{sa} \cdot L_{sb} \cdot \sin(4 \cdot \beta_r) + \\
& + M \cdot \sin(\beta_r) \cdot L_{sa} \cdot (r_{sb} \cdot i_{sb} - u_{sb}) + \\
& + M \cdot \cos(\beta_r) \cdot L_{sb} \cdot (r_{sa} \cdot i_{sa} - u_{sa})].
\end{aligned} \tag{6.23}$$

Электромагнитный момент определен уравнением:

$$M_e = i_{ra} \cdot (M \cdot i_{sb} \cdot \cos(\beta_r) - M \cdot i_{sa} \cdot \sin(\beta_r) - 2 \cdot i_{sa} \cdot L_{r1} \cdot \sin(4 \cdot \beta_r)). \tag{6.24}$$

Напряжения u_{sa} , u_{sb} на обмотках статора шагового двигателя, как правило, формируют с помощью специальной электронной системы управления, выходные каскады которой строятся по мостовой или полумостовой схемам. Использование электронных схем отражается на переходных процессах в шаговом двигателе. Поэтому в модели (6.23) для каждой обмотки ШЭД необходимо учитывать условия (6.25) (для краткости условия приведены для одной обмотки)

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Если } ga(t) = 1, \text{ то } u_{sa} = U; \ r_{sa} = r + 2 \cdot R_{O\mathfrak{A}}; \\ \\ \text{Если } ga(t) = 0 \text{ и } ga(t - h_u) = 1, \text{ то } \left\{ \begin{array}{l} \text{Если } i_{sa} > 0, \\ \text{то } u_{sa} = -(E + 2 \cdot U_D); \\ r_{sa} = r + 2 \cdot R_{O\mathfrak{A}}; \\ \text{Если } i_{sa} \leq 0, \\ \text{то } u_{sa} = 0; \ r_{sa} = R_{OFF}; \end{array} \right. \\ \\ \text{Если } ga(t) = -1, \text{ то } u_{sa} = -U; \ r_{sa} = r + 2 \cdot R_{O\mathfrak{A}}; \\ \\ \text{Если } ga(t) = 0 \text{ и } ga(t - h_u) = -1, \text{ то } \left\{ \begin{array}{l} \text{Если } i_{sa} < 0, \\ \text{то } u_{sa} = E + 2 \cdot U_D; \\ r_{sa} = r + 2 \cdot R_{O\mathfrak{A}}; \\ \text{Если } i_{sa} \geq 0, \\ \text{то } u_{sa} = 0; \ r_{sa} = R_{OFF}, \end{array} \right. \end{array} \right. \tag{6.25}$$

В системе уравнений (6.25) приняты следующие обозначения: $ga(t) = 1$ – на обмотке положительный импульс тока; $ga(t) = 0$ – обмотка обесточена; $g(t) = -1$ – на обмотке отрицательный импульс тока; h_u – шаг интегрирования; U – напряжение источника электропитания; U_D – прямое падение напряжения на диоде; $R_{O\mathfrak{A}} \ll R_{OFF}$ – сопротивления открытого и закрытого транзисторного ключа.

На основе принципиальной схемы ЭПТП (см. рис. 6.7) составлена расчетная схема ЭПТП с пропорциональным модулятором (рис. 6.9).

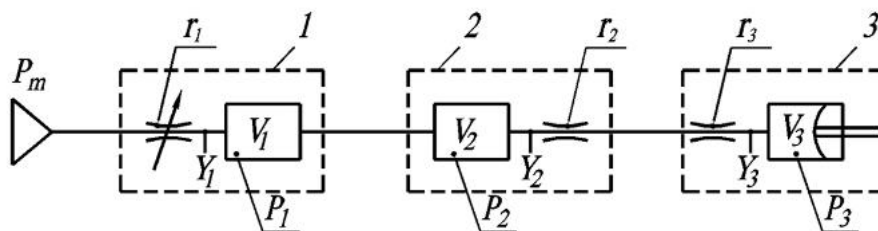


Рис. 6.9. Расчетная схема ЭПТС с пропорциональным модулятором:

- 1 — пропорциональный модулятор; 2 — соединительный трубопровод;
3 — тормозная камера; V_1 — объем управляющей полости модулятора, м³;
 V_2 — объем полости соединительного трубопровода, м³; V_3 — объем тормозной камеры, м³; p_m — давление в ресивере, МПа; P_1 — давление в управляющей полости модулятора, МПа; P_2 — давление в полости трубопровода, МПа; P_3 — давление в тормозной камере, МПа

При математическом описании динамики переходного процесса в ЭПТП принят ряд допущений [35]:

- пневматическая цепь рассматривается как система с сосредоточенными параметрами;
- температура воздуха в емкостях принимается одинаковой и постоянной за время переходного процесса;
- давление воздуха в ресивере p_0 не изменяется за время переходного процесса;
- отсутствуют утечки из пневмосистемы.

Динамическая характеристика наполнения звеньев дроссель-емкость (ДЕ) описывается системой дифференциальных уравнений газодинамических функций, которая в общем случае имеет вид [35, 172, 173]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_1}{dt} = \frac{k \cdot \mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{кр} \cdot p_m}{V_1} \cdot \frac{\Delta_{11}(p_m - P_1)}{B_{11} \cdot p_m - P_1} - \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{кр} \cdot P_1}{V_1} \cdot \frac{\Delta_{11}(P_1 - P_2)}{B_{11} \cdot P_1 - P_2} - \\ - \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{кр} \cdot P_2}{V_1} \cdot \frac{\Delta_{11}(P_2 - P_3)}{B_{11} \cdot P_2 - P_3}, \\ \frac{dP_2}{dt} = \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{кр} \cdot P_1}{V_2} \cdot \frac{\Delta_{11}(P_1 - P_2)}{B_{11} \cdot P_1 - P_2} - \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{кр} \cdot P_2}{V_2} \cdot \frac{\Delta_{11}(P_2 - P_3)}{B_{11} \cdot P_2 - P_3}, \\ \frac{dP_3}{dt} = \frac{\mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{кр} \cdot P_2 \cdot \frac{\Delta_{11}(P_2 - P_3)}{B_{11} \cdot P_2 - P_3}}{\frac{F^2}{C_{пр}} \left(1 + \frac{1}{k}\right) \cdot P_3 + \left(V_0 - \frac{F^2}{C_{пр}} \cdot P_3\right)}, \\ f_1 = \frac{\pi D_{вп} \cdot (\pi \cdot r_{ш} \cdot \beta - 180^\circ \cdot h_{п})}{180^\circ}, \\ h_{п} = \frac{(P_1 - P_{нач}) S_{п} + F_{п} - F_{тр}}{C_{пр}}. \end{array} \right. \quad (6.26)$$

В уравнении (6.26) обозначено: k – показатель адиабаты; μ_1 – коэффициент расхода пневмосопротивления клапана модулятора; μ_2 – коэффициент расхода пневмосопротивления трубопровода; μ_3 – коэффициенты расхода пневмосопротивления тормозной камеры; f_1 – площадь поперечного сечения клапана модулятора, м^2 ; f_2 – площадь поперечного сечения трубопровода, м^2 ; f_3 – площадь поперечного сечения тормозной камеры, м^2 ; $V_{\text{кр}}$ – критическая скорость, $V_{\text{кр}} = \sqrt{kRT}$; R – газовая постоянная; T – абсолютная температура воздуха перед дросселем, К; A_{11} и B_{11} – коэффициенты аппроксимации газодинамических функций, $A_{11} = 0,654$, $B_{11} = 1,13$; F_2 – площадь диафрагмы тормозной камеры; $C_{\text{пр}}$ – жесткость пружины в тормозной камере, Н/мм; $V_0^{\text{кр}}$ – начальный объем тормозной камеры, м^3 ; $D_{\text{вп}}$ – диаметр впускного клапана, м; $D_{\text{вып}}$ – диаметр выпускного клапана, м; $r_{\text{ш}}$ – радиус шестерни ШЭД, м; $h_{\text{п}}$ – перемещение пневмопоршня, м; $P_{\text{нач}}$ – давление при котором начинает перемещаться пневмопоршень, МПа; $S_{\text{п}}$ – площадь пневмопоршня, м^2 ; $F_{\text{п}}$ – сила действующая на пневмопоршень, Н; $F_{\text{тр}}$ – сила трения между пневмопоршнем и корпусом, Н.

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

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} &= -\frac{k \cdot \mu_1 \cdot f_1 \cdot V_{\text{кр}} \cdot P_1}{V_1} \cdot \frac{A_{11}(P_1 - p_0)}{B_{11} \cdot P_1 - p_0} + \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{\text{кр}} \cdot P_2}{V_1} \cdot \frac{A_{11}(P_2 - P_1)}{B_{11} \cdot P_2 - P_1} + \\ &+ \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{\text{кр}} \cdot P_3}{V_1} \cdot \frac{A_{11}(P_3 - P_2)}{B_{11} \cdot P_3 - P_2}, \\ \frac{dP_2}{dt} &= \frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{\text{кр}} \cdot P_3}{V_2} \cdot \frac{A_{11}(P_3 - P_2)}{B_{11} \cdot P_3 - P_2} - \frac{k \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot V_{\text{кр}} \cdot P_2}{V_2} \cdot \frac{A_{11}(P_2 - P_1)}{B_{11} \cdot P_2 - P_1}, \\ \frac{dP_3}{dt} &= -\frac{\mu_3 \cdot f_3 \cdot V_{\text{кр}} \cdot P_3 \cdot \frac{A_{11}(P_3 - P_2)}{B_{11} \cdot P_3 - P_2}}{\frac{F^2}{C_{\text{пр}}} \left(1 + \frac{1}{k}\right) \cdot P_3 + \left(V_0 - \frac{F^2}{C_{\text{пр}}} \cdot P_3\right)}, \\ f_1 &= \frac{\pi D_{\text{вып}}^2 (\pi \cdot r_{\text{ш}} \cdot \beta - 180^\circ \cdot h_{\text{п}})}{180^\circ}, \\ h_{\text{п}} &= \frac{(P_1 - P_{\text{нач}}) S_{\text{п}} - F_{\text{тр}}}{C_{\text{пр}}}. \end{aligned} \right. \quad (6.27)$$

Расчетная динамическая характеристика контура ЭПТП с пропорциональным модулятором представлена на рис. 6.10.

Из рис. 6.10 и 6.11 видно, что в начале движения золотника закрывается выпускной клапан (участок AB , рис. 6.11), при этом давление в приводе остается равным нулю. При открытии впускного клапана (участок BB , рис. 6.11) происходит перемещение только штока 9 (см. рис. 6.3), а на участке $BГ$ происходит совместное перемещение штока 9 и пневмопоршня 15 (см. рис. 6.3).

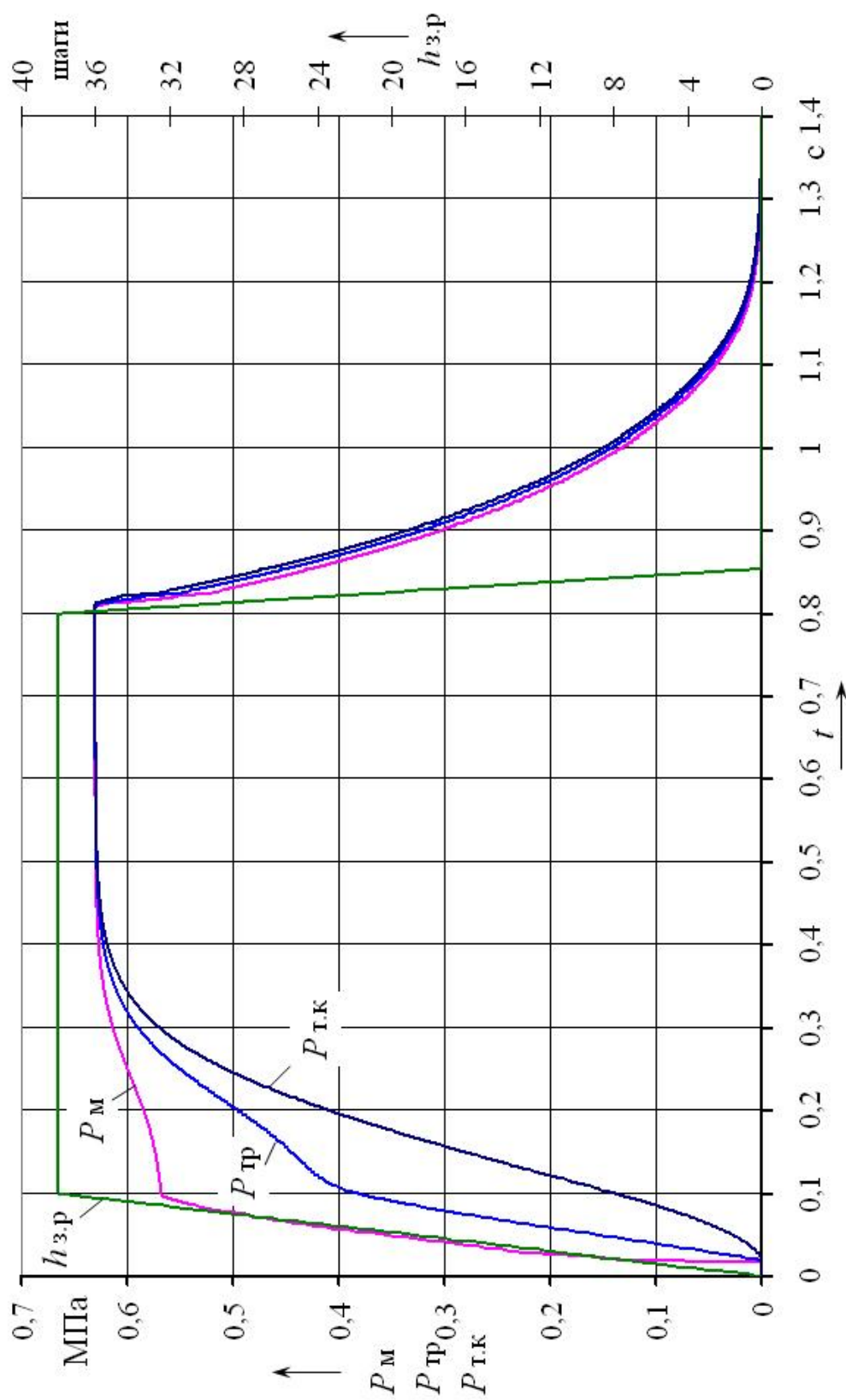


Рис. 6.10. Расчетная динамическая характеристика контура ЭПТ с пропорциональным модулятором:
 $h_{z.p}$ – перемещение зубчатой рейки; P_m – давление в модуляторе; P_{tr} – давление в трубопроводе;
 $P_{t.k}$ – давление в тормозной камере; t – время

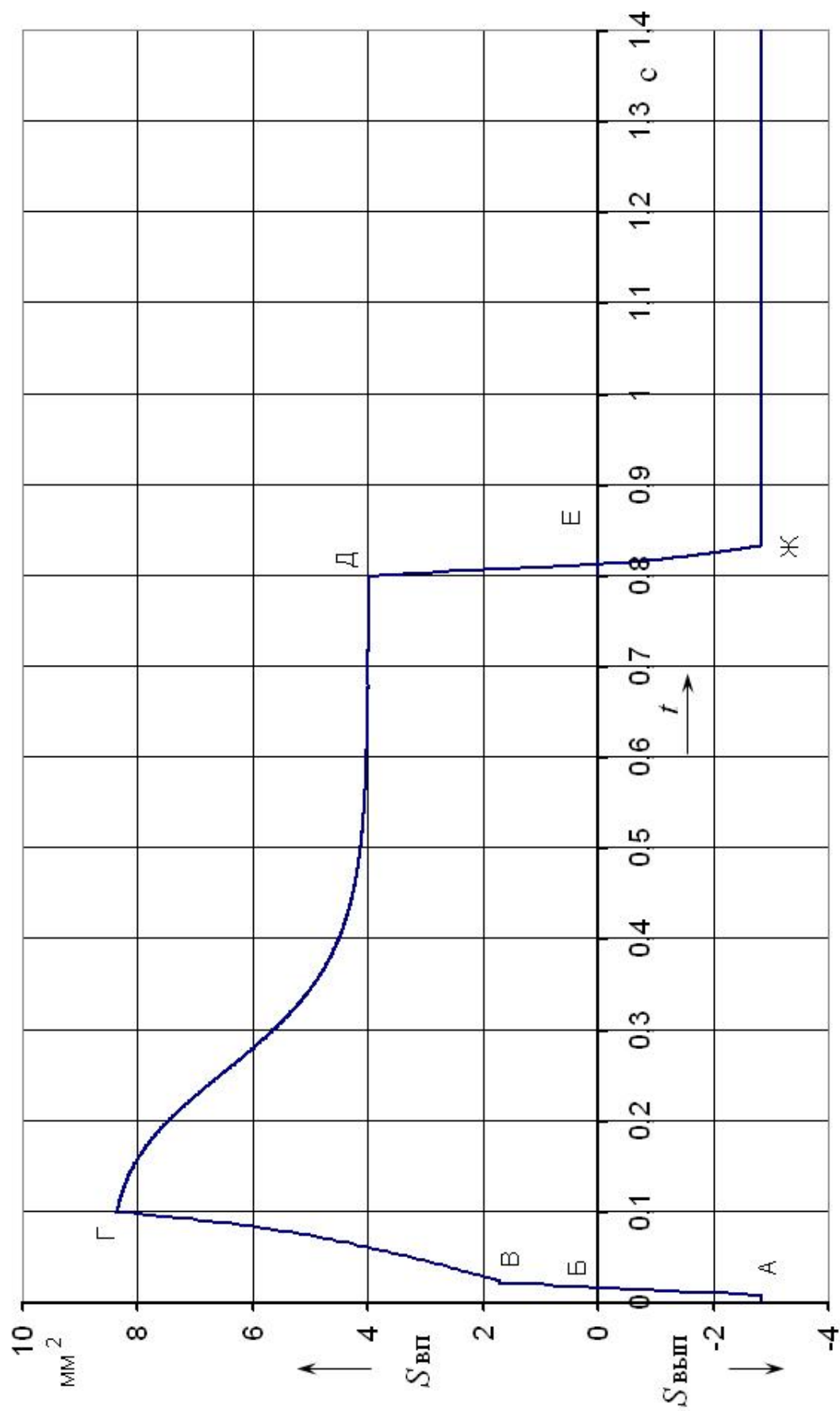


Рис. 6.11. Динамическое изменение проходного сечения клапанов в пропорциональном модуляторе:
 $S_{\text{вп}}$ — изменение площади впускного клапана; $S_{\text{вып}}$ — изменение площади выпускного клапана

На участке *ГД* (рис. 6.11) происходит перемещение пневмопоршня 15 (см. рис. 6.3), но полного закрытия впускного клапана не происходит вследствие того, что начальные условия по давлению принимались равными 6,5 МПа и давления воздуха недостаточно для закрытия впускного клапана. При опорожнении тормозной камеры происходит закрытие впускного клапана (участок *ДЕ*, рис. 6.11) и открытие выпускного клапана (участок *ЕЖ*, рис. 6.11), и также как и при наполнении сначала начинает перемещаться шток 9, а затем пневмопоршень 15, но вследствие того, что шток 9 перемещается значительно быстрее, то выпускной клапан почти все время открыт на максимально возможную величину.

Полученные результаты свидетельствуют о возможностях разработанной математической модели при определении параметров пропорционального модулятора на базе ШЭД.

Последующие экспериментальные исследования контура ЭПТС с пропорциональным модулятором (см. раздел 8) позволили оценить адекватность математической модели. Кроме оценки адекватности математической модели, при выполнении экспериментального исследования были получены реальные значения параметров рабочего процесса разработанного контура ЭПТС с пропорциональным модулятором, и выявлено влияние их на рабочий процесс:

- рабочей частоты ШЭД;
- пороговых значений, принимаемых для управления процессом качения колеса при экстренном торможении.

7 ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОГО МОДУЛЯТОРА С ПРИВОДОМ ОТ ШАГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

7.1 Выбор конструктивной схемы и основных параметров пропорционального модулятора

Для проведения экспериментальных исследований с целью подтверждения теоретических исследований предложена следующая структурная схема контура ЭПТС, представленная на рис. 7.1, которая является одним контуром «перспективной» ЭПТС.

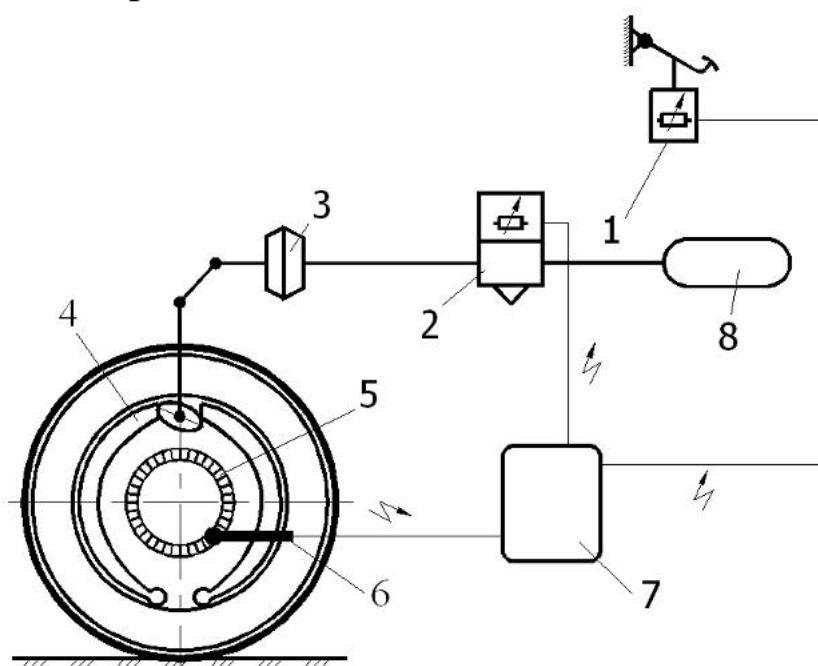


Рис. 7.1. Структурная схема контура ЭПТС: 1 – педаль тормоза с датчиком положения педали; 2 – пропорциональный модулятор со встроенным датчиком положения ЗРЭ; 3 – тормозная камера; 4 – тормозной механизм; 5 – импульсное колесо (индуктор); 6 – датчик угловой скорости; 7 – электронный блок управления; 8 — ресивер

Приведенная структурная схема на рис. 7.1 контура ЭПТС была практически реализована в лаборатории кафедры автомобилей ХНАДУ с использованием большого инерционного стенда.

В качестве органа управления использован модуль педальный модели КДБА.453621.001ТУ [174]. Модуль педальный предназначен для формирования сигналов положения педали акселератора в системе управления семейства дизельных двигателей ГАЗ-560. Модуль педальный не

требует технического обслуживания и регулировок в процессе эксплуатации.

Таблица 7.1

Основные технические характеристики модуля КДБА.453621.001ТУ

Масса модуля, не более	0,6 кг
Максимальное усилие, прикладываемое к педали, не более	50 кгс
Номинальное напряжение питания	$5 \pm 0,25$ В
Функциональная характеристика потенциометра	линейная
Режим работы продолжительный	S1 по ГОСТ 3940
Степень защиты	IP55 по ГОСТ 14254

Модуль педальный содержит два потенциометра. Это необходимо для обеспечения возможности контроля достоверности информации, которую выдает орган управления, и блок управления может обеспечить его диагностику.

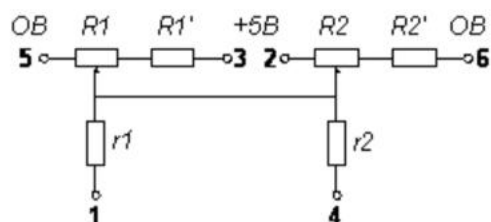


Рис. 7.2. Общий вид модуля педального КДБА.453621.001ТУ и его принципиальная электрическая схема

Ввиду того, что вероятность одновременного выхода из строя двух потенциометров очень мала, один потенциометр обеспечивает диагностику другого. На рис. 7.3 показана функциональная характеристика потенциометра модуля педального КДБА.453621.001ТУ, которая имеет пропорциональность от 0 до 5 В. Это необходимо для обеспечения диагностики модуля педального. Диагностика производится следующим образом. При повороте педали на определённый угол всегда будет соответствие выдаваемых сигналов, но если по какой-либо причине это

соответствие нарушается, то это нарушение фиксируется блоком управления. В зависимости от текущего состояния всей системы управления, в обязательном порядке, водителю подаётся сигнал о неисправности (световой, звуковой). Также возможно блокирование системы пуска двигателя и производится глушение двигателя в случае если транспортное средство ещё не начало движение. Таким образом, обеспечивается высокая устойчивость всей системы управления, что положительно сказывается на её надежности.

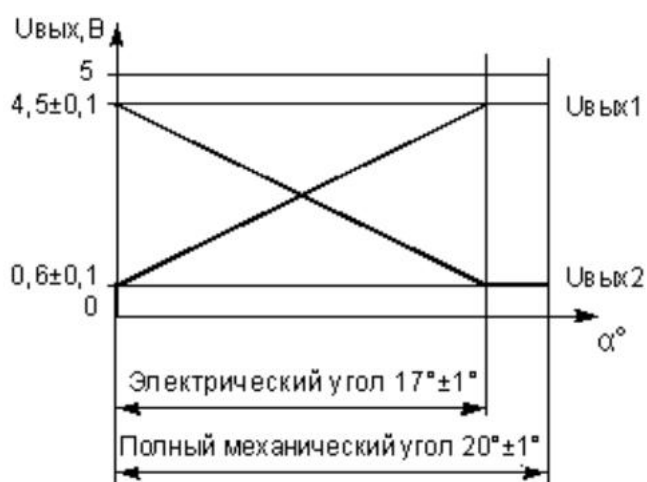


Рис. 7.3. Функциональная характеристика потенциометра модуля педального КДБА.453621.001ТУ

В качестве модулятора использован пропорциональный модулятор собственной разработки [157, 158], представленный на рис. 7.4, 7.5.

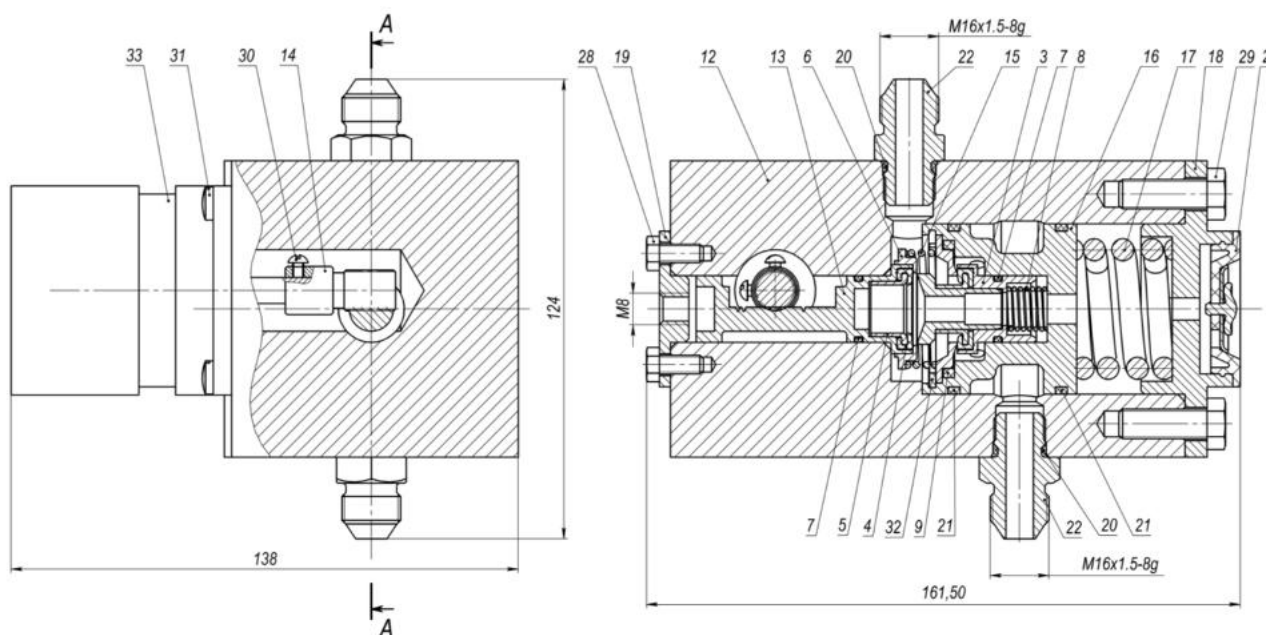


Рис. 7.4. Конструкция макетного образца пропорционального модулятора



Рис. 7.5. Общий вид макетного образца пропорционального модулятора

Принцип действия пропорционального модулятора (рис. 7.4, 7.5) в составе контура ЭПТС поясняется рис. 7.6.

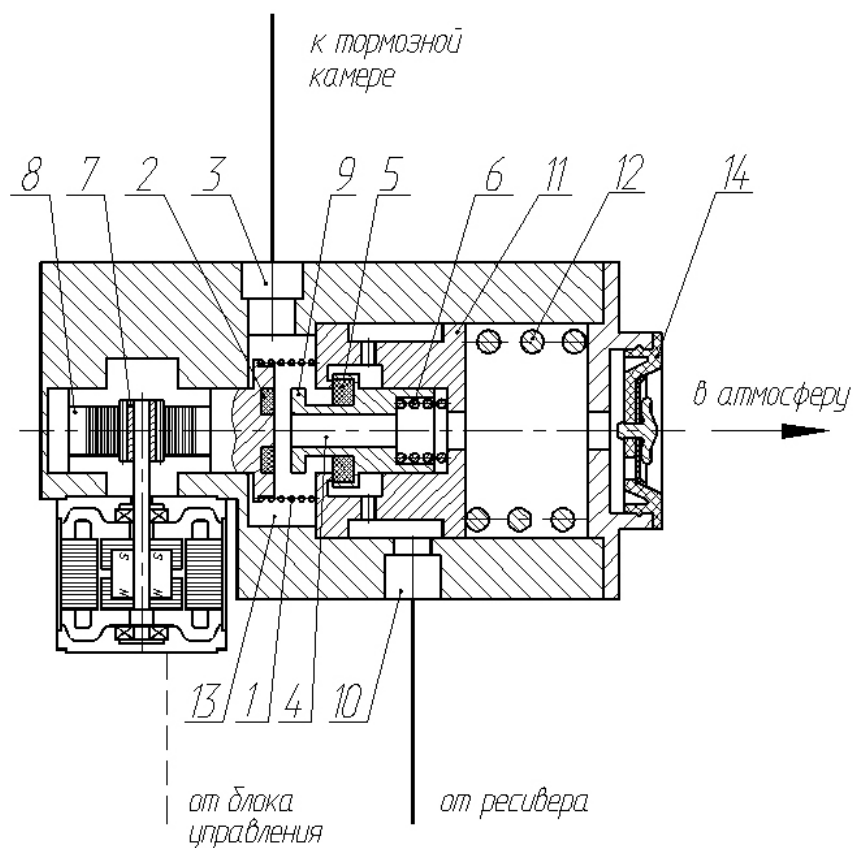


Рис. 7.6. Схема работы контура ЭПТС с пропорциональным модулятором

В исходном состоянии (при обесточенном ШЭД в модуляторе) за счет пружины 1 пневмоклапан 2 открыт, связывая исполнительный орган (тормозную камеру) с атмосферой через выходной канал 3 и осевое отверстие 4 в пневмоклапане 5. При этом за счет пружины 6 пневмоклапан 5 – закрыт. При нажатии на педаль тормоза от подпедального электрического модуля (датчика положения педали) 1 (см. рис. 7.1) электрический сигнал поступает на электронный блок 7 (см. рис. 7.1), который определяет и передает необходимое число импульсов на ШЭД. В результате происходит перемещение зубчатой рейки 8 вправо, это приводит к посадке пневмоклапана 2 на седло 9, при этом происходит отсоединение тормозной камеры от атмосферы. Дальнейшее перемещение зубчатой рейки 8 приводит к открытию пневмоклапана 5 и перепуску сжатого воздуха от ресивера через входной канал 10, пневмоклапан 5, выходной канал 3 в тормозную камеру.

Таким образом, в начальный момент времени зубчатая рейка 8 и седло 9 перемещаются совместно, при этом за счет пружины 12 пневмопоршень 11 остается неподвижным. Возрастающее давление в полости 13, равное давлению в тормозной камере приводит к движению пневмопоршня 11, сжимая пружину 12.

Угол поворота ротора ШЭД определяется количеством поданных на него управляющих импульсов. Таким образом, при нажатии на педаль на определенную величину подпедальный электрический модуль 1 (датчик положения педали) (см. рис. 7.1) передает определенную величину электрического сигнала электронному блоку управления 7 (рис. 7.1), который рассчитывает количество импульсов, и подаёт на ШЭД, чтобы установить давление воздуха в тормозной камере пропорционально нажатию на педаль тормоза. Отработав необходимые импульсы, поданные от электронного блока управления 7 (см. рис. 7.6), ШЭД останавливается, при этом зубчатая рейка 8 и поршень 9 также останавливаются, а пневмопоршень 11 продолжает движение под действием давления сжатого воздуха до тех пор, пока седло пневмоклапана 5, выполненное в пневмопоршне 11, сядет на пневмоклапан 5, тем самым, перекрывая входной канал 10, связанный с ресивером сжатого воздуха. Так перемещение запорно-регулирующего устройства (пневмоклапана 2 и пневмоклапана 5) приводит к установлению давления воздуха в тормозной камере пропорционально нажатию на педаль тормоза, тем самым, обеспечивая повышение качества регулирования процесса торможения ТС, оборудованных электронно-пневматической тормозной системой.

Работа ЭПТС в режиме выполнения функций антиблокировочной системы тормозов транспортного средства состоит в следующем.

При установившемся давлении воздуха в тормозной камере которое пропорционально нажатию на педаль тормоза, пневмоклапаны 2 и 5 закрыты, а пневмопоршень 11 смещен вправо от начального положения на определенное расстояние. В случае возникновения вероятности блокирования колес транспортного средства блок управления 7 (см. рис. 7.6) по датчикам угловой скорости колес 6 (см. рис. 7.6) определяет количество импульсов, которое необходимо подать на ШЭД, чтобы сбросить определенную порцию воздуха из тормозной камеры, тем самым предотвратив блокирование колес. Подача импульсов на ШЭД приводит к перемещению зубчатой рейки 8 влево, что приводит к открытию пневмоклапана 2, связанного через осевое отверстие 4 с атмосферой. Таким образом, происходит сброс сжатого воздуха из тормозной камеры. Отработав определенное количество импульсов (заданное электронным блоком управления 7 (см. рис. 7.1), ШЭД останавливается. При этом снижение давления в тормозной камере приводит к снижению давления в полости 3, что, в свою очередь, приводит к снижению силы действующей на пневмопоршень 11, и как следствие, его перемещением в след за зубчатой рейкой 8 за счет пружины 6 до того момента, пока пневмоклапан 2 закроется, и силы, действующие на пневмопоршень 11 от давления воздуха и пружины 12, уравниваются, то есть давление на выходе из модулятора и в исполнительном органе станут одинаковыми. Таким образом, обеспечивается качение колеса без блокирования при торможении, что повышает управляемость и устойчивость в целом транспортного средства.

При отпуске тормозной педали электропитание ШЭД прекращается. Под действием пружины 1 зубчатая рейка с пневмоклапаном 2 возвращаются в исходное положение, при этом происходит открытие отверстия 4, через которое сжатый воздух из тормозной камеры выходит через выпускное окно 14 в атмосферу.

Контроль над текущим состоянием колеса обеспечивает датчик частоты вращения колеса (ДЧВК) АДЮИ.407111.003МЧ (рис. 7.7).

Технические характеристики датчика:

- режим работы 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 скоростях от 2 до 140 км/ч;

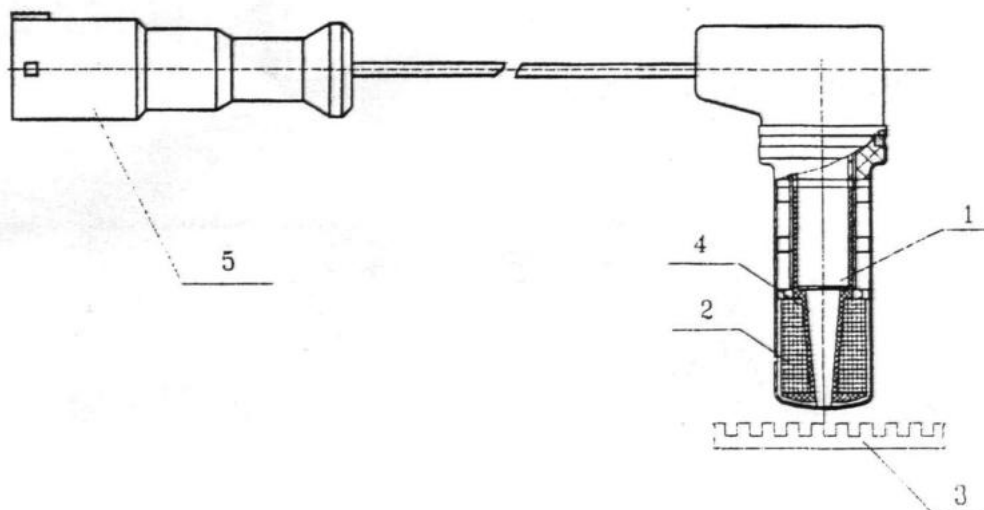


Рис. 7.7. Датчик частоты вращения АДЮИ.407111.003МЧ: 1 – магнит;
2 – обмотка; 3 – зубчатое колесо; 4 – концентратор;
5 – кабель с разъемом

– датчик обеспечивает амплитуду выходного сигнала при угловой скорости ротора 0,17 об/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 датчиком и ротором от 0,5 до 1,2 мм;

– диапазон рабочих температур от минус 40 °С до плюс 125 °С.

Совместно с датчиком частоты вращения было использованное зубчатое колесо (см. табл. 7.2), разработанное по методике предложенной фирмой KNORR-BREMSE [117].

Управление контуром ЭПТС обеспечивает электронный блок управления, общий вид которого представлен на рис. 7.8, 7.9.

Блок управления (рис. 7.8) состоит из следующих модулей:

- формирователя импульсов от индуктивного датчика «АДЮИ»;
- усилителя сигнала датчика «КДБА»;
- аналого-цифрового преобразователя «АЦП»;
- модуля управления шаговым электродвигателем;
- модуля USB.

Формирователи импульсов от датчика «АДЮИ» предназначены 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.

Характеристики зубчатого колеса

Обоз.	Наименование	Номинальный размер	Допустимые отклонения
z	Число зубьев	100	—
t	Шаг	9	—
t_p	Погрешность шага	3,6	$\pm 5'$
T_p	Суммарная погрешность шага	3,6	$\pm 5'$
c/t	Отношение воздушного зазора к шагу	0,5	—
h	Высота зуба	3 мм	$\pm 0,2$ мм
c	Воздушный зазор	4,5 мм	$\pm 0,1$ мм
b	Ширина колеса	12 мм	$\pm 0,2$ мм
α	Угол зацепления	0°	$\pm 0,1^\circ$
R_A	Радиус вершины зуба	286 мм	$\pm 0,05$ мм
R_C	Радиус основания зуба	280 мм	$\pm 0,05$ мм
	Форма зуба	прямоугольная	—
a	Радиальное биение	$< 0,1$ мм	—



Рис. 7.8. Общий вид электронного блока управления

Усилитель сигнала датчика «КДБА» предназначен для усиления сигнала подаваемого от датчика КДБА до требуемой величины ($0 \div 2,5$ В), и подачи его на аналого-цифровой преобразователь.

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

Модуль управления шаговым двигателем (ШД) предназначен для выдачи управляющих импульсов на обмотки ШД.

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

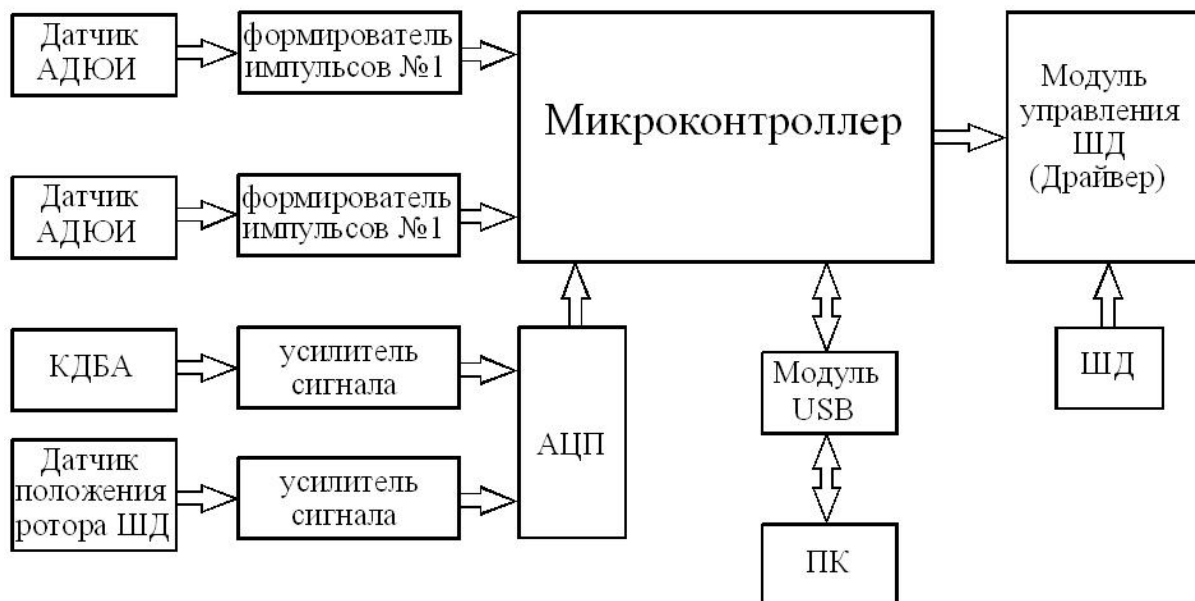


Рис. 7.9. Структурная схема блока управления контуром ЭПТС:

1 – разъём для ШЭД; 2 – разъём для подключения ПК;

3 – разъём для подключения датчиков и питания

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

7.2 Выбор шагового электродвигателя и его параметров

Шаговый электродвигатель – это электромеханическое устройство, которое преобразует электрические импульсы в дискретные механические перемещения [159, 165, 166, 175]. Шаговые двигатели обладают некоторыми уникальными свойствами, что делает порой их исключительно удобными для применения или даже незаменимыми.

К преимуществам шаговых двигателей можно отнести:

- угол поворота ротора определяется числом импульсов, которые поданы на двигатель;
- двигатель обеспечивает полный момент в режиме остановки (если

обмотки запитаны);

- прецизионное позиционирование и повторяемость. Современные ШЭД имеют точность 3 – 5 % от величины шага. Эта ошибка не накапливается от шага к шагу;

- возможность быстрого старта/остановки/реверсирования;

- высокая надежность, связанная с отсутствием щеток, срок службы ШЭД фактически определяется сроком службы подшипников;

- однозначная зависимость положения от входных импульсов обеспечивает позиционирование без обратной связи;

- возможность получения очень низких скоростей вращения для нагрузки, присоединенной непосредственно к валу двигателя без промежуточного редуктора;

- может быть перекрыт довольно большой диапазон скоростей, скорость пропорциональна частоте входных импульсов.

Недостатки ШЭД:

- ШЭД присуще явление резонанса;

- возможна потеря контроля положения ввиду работы без обратной связи;

- потребление энергии не уменьшается даже без нагрузки;

- затруднена работа на высоких скоростях;

- невысокая удельная мощность;

- относительно сложная схема управления;

- высокая цена.

Существуют три основных типа ШЭД:

- двигатели с переменным магнитным сопротивлением;

- двигатели с постоянными магнитами;

- гибридные двигатели.

В настоящий момент большинство ШЭД являются гибридными. Гибридные ШЭД (рис. 7.10) более дорогие, зато они обеспечивают меньшую величину шага, больший момент и большую скорость. Типичное число шагов на оборот для гибридных ШЭД составляет от 100 до 400 (угол шага 3,6 – 0,9 град.). Гибридные электродвигатели сочетают в себе лучшие качества двигателей с переменным магнитным сопротивлением и двигателей с постоянными магнитами.

Ротор разделен на две части, между которыми расположен цилиндрический постоянный магнит. Таким образом, зубцы верхней половинки ротора являются северными полюсами, а зубцы нижней половинки – южными. Кроме того, верхняя и нижняя половинки ротора повернуты

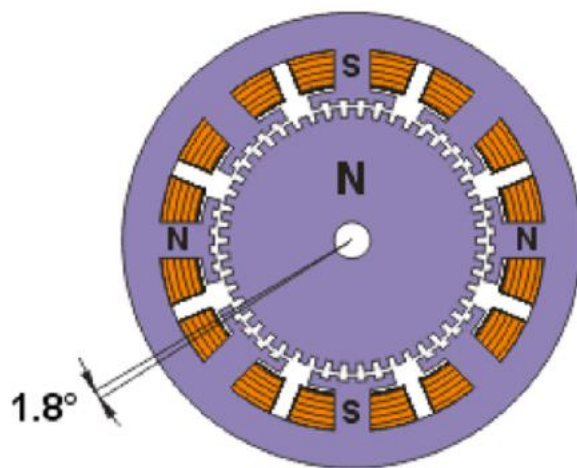


Рис. 7.10. Схема гибридного шагового электродвигателя

относительно друг друга на половину угла шага зубцов. Число пар полюсов ротора равно количеству зубцов на одной из его половинок. Зубчатые полюсные наконечники ротора, как и статор, набраны из отдельных пластин для уменьшения потерь на вихревые токи. Статор гибридного двигателя также имеет зубцы, обеспечивая большое количество эквивалентных полюсов, в отличие от основных полюсов, на которых расположены обмотки. Обычно используются 4 основных полюса для 3,6 град. двигателей и 8 основных полюсов для 1,8 и 0,9 град. двигателей. Зубцы ротора делают возможным меньшее сопротивление магнитной цепи в определенных положениях ротора, что улучшает статический и динамический момент. Это обеспечивается соответствующим расположением зубцов, когда часть зубцов ротора находится строго напротив зубцов статора, а часть между ними.

В зависимости от конфигурации обмоток гибридные шаговые двигатели делятся на биполярные, униполярные и универсальные (рис. 7.11).

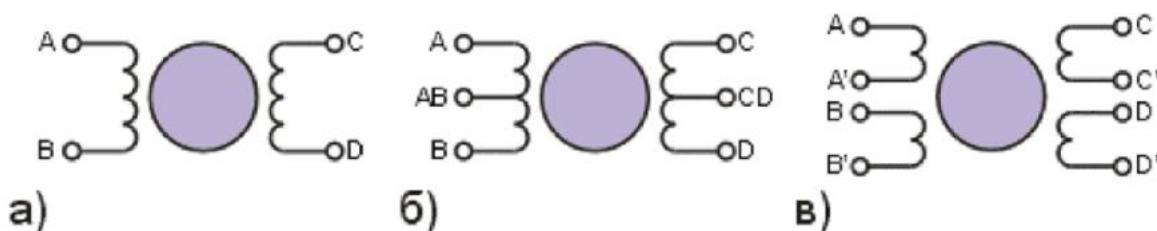


Рис. 7.11. Конфигурации гибридных шаговых электродвигателей: биполярный двигатель (а), униполярный (б) и универсальный (в)

В униполярном двигателе 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 двигателе 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 корень из двух раз при тех же потерях, что дает выигрыш в моменте примерно 40 % при одних и тех же размерах.

Поведение момента при увеличении частоты коммутации фаз примерно таково: начиная с некоторой частоты момент монотонно падает. Обычно для шагового электродвигателя приводятся две кривые зависимости момента от скорости (рис. 7.12).



Рис. 7.12. Зависимость момента от скорости шагового электродвигателя

Внутренняя кривая (кривая старта, или pull-in curve) показывает, при каком максимальном моменте трения для данной скорости шаговый двигатель способен тронуться. Эта кривая пересекает ось скоростей в точке, называемой максимальной частотой старта или частотой приемистости. Она определяет максимальную скорость, на которой ненагруженный двигатель может тронуться. На практике эта величина лежит в пределах 1000 – 1500 полных шагов в секунду. Инерционность нагрузки сильно влияет на вид внутренней кривой. Большая инерционность соответствует меньшей области под кривой. Эта область называется областью старта. Внешняя кривая (кривая разгона, или pull-out curve) показывает, при каком максимальном моменте трения для данной скорости

шаговый двигатель способен поддерживать вращение без пропуска шагов. Эта кривая пересекает ось скоростей в точке, называемой максимальной частотой разгона. Она показывает максимальную скорость для данного двигателя без нагрузки, обычно 2000 – 5000 полных шагов в секунду. При измерении максимальной скорости нужно иметь в виду, что из-за явления резонанса момент равен нулю еще и на резонансной частоте. Область, которая лежит между кривыми, называется областью разгона. Нужно отметить, что схема драйвера в значительной степени влияет на характер изменения кривой «момент – скорость».

Из вышесказанного следует, что для уменьшения потребления энергии, габаритов и массы ШЭД необходимо в конструкции пропорционального модулятора использовать гибридный ШЭД, по конфигурации обмоток – биполярный. При создании опытного образца пропорционального модулятора был использован шаговый электродвигатель, имеющий следующую характеристику [176]:

Наименование двигателя	Fulling motor FL57STH76-2804B;
Тип	гибридный, четырехфазный, универсальный;
Напряжение фазы, В	4, 17;
Ток фазы, А	2, 8;
Соппротивление фазы, Ом	1, 5;
Индуктивность фазы, мГн	6, 8;
Напряжение питания, В	12;
Погрешность, %	5;
Масса электродвигателя, кг	1, 4;
Момент на валу электродвигателя, кг·см	31, 0;

7.3 Выбор и обоснование алгоритма управления

Алгоритм управления оказывает существенное влияние на работу любой системы управления. Алгоритм – преемственная последовательность действий, выполнение которой позволяет достичь определённых целей. Также алгоритмом называется описание такой последовательности действий. Но для любой системы управления, в том числе и тормозной системы, более важным является вопрос управления данной системой, а алгоритм – это часть процесса управления. Поэтому только правильная организация процесса управления может обеспечить высокое качество процесса торможения. Общие вопросы управления описаны в работах [32, 177–185].

Известно несколько определений понятия «Управление». Инженерное (прикладное) определение этого понятия: управление – это процесс преобразования информации о состоянии системы в определённые целенаправленные действия, переводящие управляемую систему из исходного в заданное состояние [179].

Общее определение: управление есть целеобусловленное, целеподчинённое субъектно-объектное взаимодействие, в результате которого достигается в той или иной степени цель субъекта [180]. Или, проще говоря: управление – такая организация того или иного процесса, которая обеспечивает достижение определенной цели. Таким образом, главным в процессе управления является цель. Цель – это желаемый мысленный конечный результат. Если есть цель, то начинается управление, нет цели – не может быть и управления. Цель – первична, она – основополагающая всего процесса управления [180]. В нашем случае целью управления является качение колеса при торможении с высокой эффективностью в различных скоростных, нагрузочных и сцепных условиях без блокирования.

Можно выделить несколько аспектов, касающихся процесса управления, при невыполнении которых не возможно обеспечить управление субъектом управления:

- управлять, возможно, только объективно существующими объектами управления [135];
- объекты, не обладающие устойчивостью в смысле предсказуемости в достаточной для этого мере, в принципе не поддаются управлению и не могут быть введены в режим самоуправления [135, 181].

Управление реальными системами носит многошаговый характер, когда к достигнутой цели приходят не за один, а за несколько шагов, последовательно корректируя действия с учётом достигнутых результатов.

Одна из типичных ошибок управления на разных уровнях – это попытка достичь цели за один ход, что для многих, а особенно больших систем является просто нереальным по следующим причинам:

- мы не располагаем, как правило, всей информацией о состоянии системы, объекта управления и действующих на них факторов;
- реализация решения происходит во времени, иногда значительном, при этом ряд факторов, действующих в системе и на систему, изменяются;

- системы инерционны, для изменения их состояния требуется время;
- главный действующий субъект управления – человек [179].

При управлении любой системой может быть решено только две задачи [135]:

- задача управления – это когда мы хотим управлять объектом сами с определенной целью;
- задача самоуправления – это когда мы хотим, чтобы объект самоуправлялся без нашего вмешательства, в необходимом нам режиме.

Применительно к тормозной системе первая задача управления решается при служебных торможениях, когда человек (субъект управления) осуществляет процесс управления по своему субъективному мнению, устанавливая замедление транспортного средства. Вторая задача управления решается при экстренных торможениях, когда человек не способен эффективно управлять процессом торможения, тогда тормозная система должна обеспечить эффективное управление процессом торможения в режиме самоуправления. Поэтому блок управления ЭПТС должен иметь несколько алгоритмов управления колесами (объектом управления) при торможении в различных ситуациях. Как минимум, количество алгоритмов должно совпадать с количеством заложенных функций. В связи с этим возникает необходимость выбора нужного алгоритма в данный момент времени. За выбор алгоритма управления отвечает закон управления. Из вышесказанного следует, что схема управления электронно-пневматической тормозной системой должна иметь следующий вид (рис. 7.13).

Исходя из этой схемы, при создании системы управления вытекает постановка двух задач:

- выбор закона управления;
- выбор алгоритма управления для каждой функции ЭПТС (ЭУПП, ЭРТС, АБС, СКУ, СДУ, АРС, ПБС).

В настоящее время можно выделить несколько критериев, по которым будет работать закон управления:

- темп приведения тормозной педали в действие;
- замедление или относительное изменение скорости колеса;
- боковые ускорения АТС;
- информация об окружающей обстановке (различные радары, которые определяют обстановку вокруг транспортного средства, например, функция АРС).

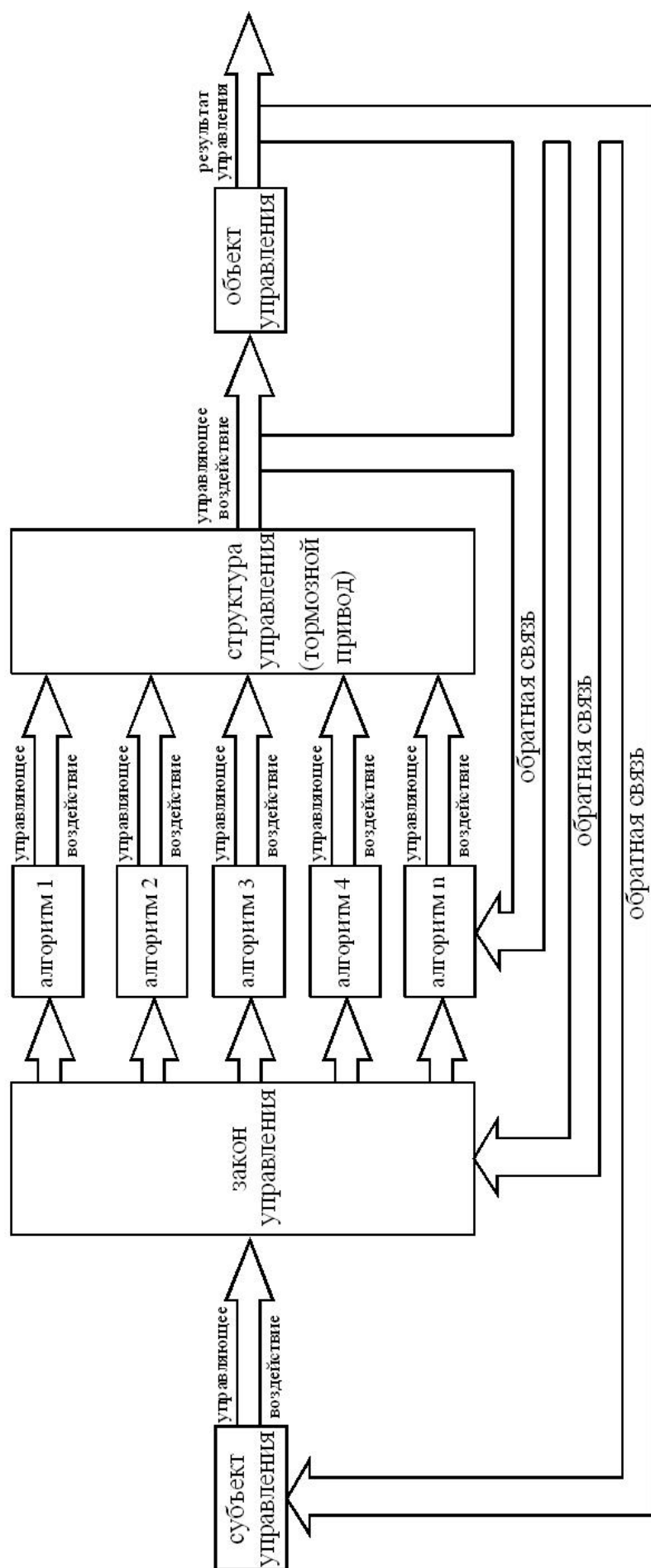


Рис. 7.13. Общая схема управления электропневматической тормозной системой

Общеизвестно, управляющее воздействие водителя, можно разделить на два режима: служебное и экстренное торможение, по темпу приведения педали тормоза в действие. Если темп приведения педали тормоза в действие длительнее чем 0,2 с, тогда это служебное торможение [3, 66]. В этом случае необходимо организовать пропорциональное следящее действие подобно стандартной рабочей тормозной системе. В другом случае, если темп приведения педали тормоза в действие равен или быстрее чем 0,2 с – экстренное торможение. Тормозная система должна войти в режим самоуправления и обеспечить эффективное торможение, руководствуясь, замедлением или относительным изменением скорости колеса.

Третий и четвертый критерии закона управления предназначены для распознавания аварийной ситуации, когда водителем была неправильно оценена окружающая обстановка и может возникнуть вероятность разворота, опрокидывания или столкновение транспортного средства с каким либо препятствием.

Для обеспечения устойчивости работы алгоритма, применительно к каждому из отдельных алгоритмов, а также закона управления, наиболее рационально использовать тип алгоритма с защитой памяти от накопления недостоверной информации. Из работы [135] известно три типа алгоритма: программный, алгоритм на основе включения потока текущей информации в память, алгоритм с защитой памяти от накопления недостоверной информации. Третий тип алгоритма обладает наивысшей помехоустойчивостью как по отношению к высокочастотным шумам среды, так и собственным шумам системы (рис. 7.14) [135].

Это достигается за счет использования алгоритма-сторожа, который позволяет перед загрузкой в память входного потока информации выявлять недостоверную и сомнительную информацию (различные виды ошибок, сбоев, которые могут возникнуть при воздействии различных факторов на датчики) для того, чтобы выработка управленческого решения исходила бы только на основе информации, признанной достоверной. В качестве входной информации, в нашем случае, выступает текущее значение: времени прохождения двух зубьев кодового колеса мимо датчика [173], положение педали тормоза. Использование алгоритма-сторожа очень важный момент, т.к. ошибочный сигнал с датчика может привести к выдаче ошибочного управленческого решения и соответственно это может привести к неправильным действиям системы в целом или в общем случае привести к снижению качества управления.

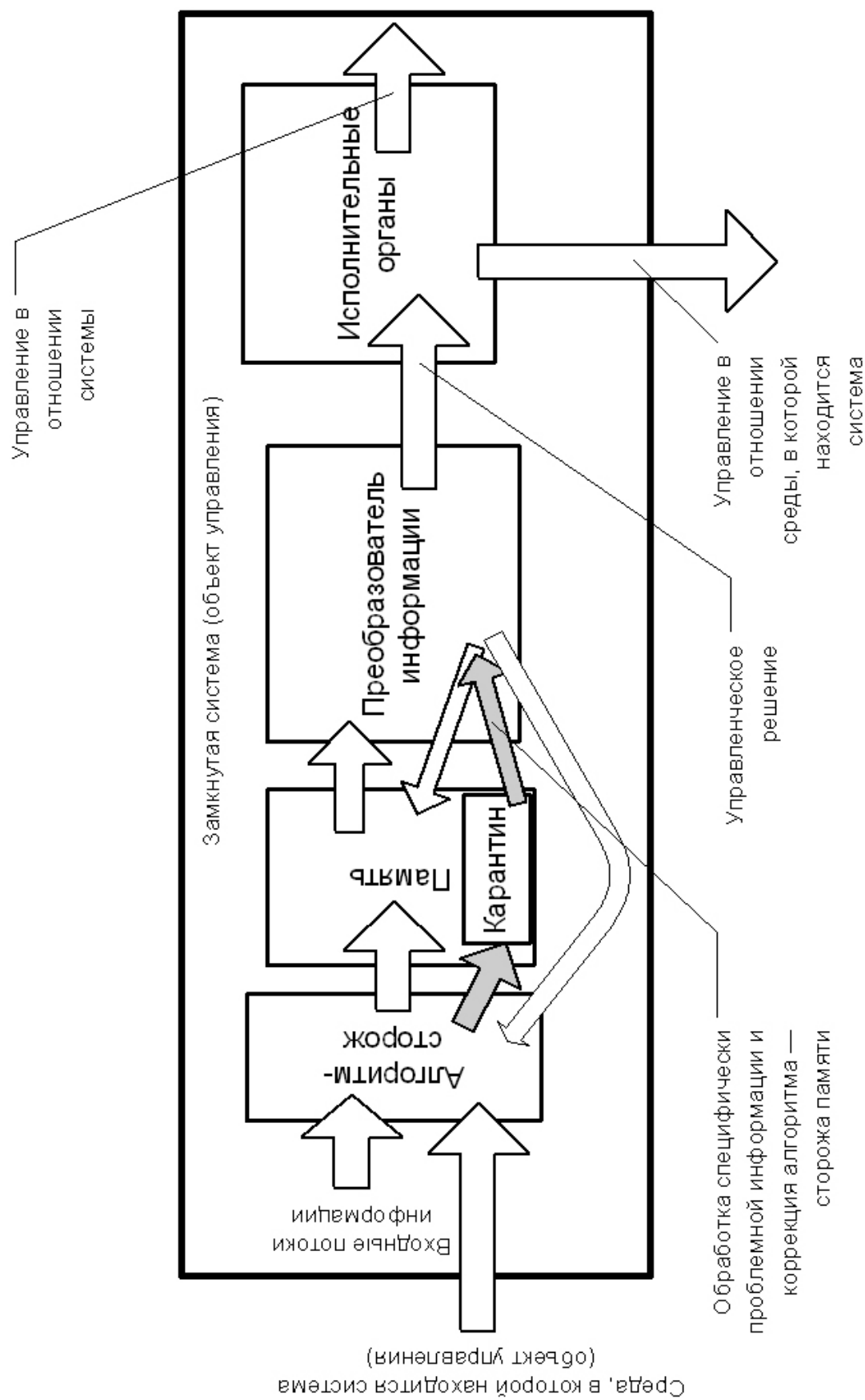


Рис. 7.14. Принципиальная схема алгоритма с защитой памяти от накопления недостоверной информации

В следствии быстроты протекания процесса блокирования колеса необходимо, чтобы при каждом прохождении зуба кодового колеса мимо датчика скорости была известна текущая скорость колеса для того, чтобы вовремя среагировать на стремление колеса заблокироваться. При возникновении ошибки регистрации скорости, если просто показывать предыдущую мгновенную скорость колеса, то это может приводить к задержкам принятия управленческого решения на растормаживание или затормаживание колеса, что в свою очередь приведет к снижению качества процесса торможения и потере эффективности. Не учитывая этого аспекта, большинство исследователей и разработчиков АБС для повышения качества процесса торможения стремятся повысить быстродействие модуляторов, компенсируя задержку при определении текущего мгновенного значения скорости колеса. Таким образом, для обеспечения высокого качества процесса торможения необходимо чтобы при каждом прохождении зуба кодового колеса мимо датчика скорости было установлено значение скорости колеса, даже если датчик выдал ошибку. Поэтому особое внимание следует обратить на разработку алгоритма-сторожа.

В виду отсутствия описания подобных алгоритмов применительно к определению текущего значения скорости колеса, был разработан алгоритм-сторож, который работает следующим образом. Каждый раз при получении нового значения скорости колеса оно сравнивается с предыдущим и его величина не должна отличаться от предыдущего не более чем на 30 % (величина подобрана экспериментальным путём), т.е. проверяется следующее условие:

$$t_{i-1} - t_i \leq t_{i-1} + 0,3 \cdot t_{i-1}, \quad (7.1)$$

где: t_{i-1} – значение предыдущего сигнала,

t_i – значение текущего сигнала.

После проверки условия в память заноситься знак разницы двух времён, отрицательный знак означает, что колесо затормаживалось, положительный – колесо разгонялось. Если условие (7.1) выполняется, то зафиксированное значение скорости колеса записывается в память без изменений. В случае если условие (7.1) не выполняется, тогда в память заноситься значение скорости, рассчитанное по формуле:

$$t_i = t_{i-1} + 0,3 \cdot t_{i-1}. \quad (7.2)$$

При этом знак величины скорости используется как в предыдущем измерении.

В памяти заложены законы и алгоритмы управления, которые блок преобразователя информации использует для выработки управленческих решений. Также память обеспечивает накопление ошибок и заносит их в карантин, по количеству ошибок за один процесс торможения может производиться диагностика системы управления в целом, так и выявление причины сбоя. В случае если количество ошибок превысит заданный параметр, должно быть осуществлено информирование водителя о возможной неисправности в системе.

7.3.1 Алгоритм работы контура электронно-пневматической тормозной системы при работе в режиме выполнения служебного торможения

Основная идея реализации пропорциональности между положением педали тормоза и давления сжатого воздуха в тормозной камере, заложенная в конструкции пропорционального модулятора, заключается в том, что каждое положение педали соответствует определенному положению вала ШЭД. При нажатии на педаль тормоза блок управления должен распознавать (определять) 31 положение педали, исходя из выбранных параметров пропорционального модулятора и его расчетной статической характеристике (рис. 7.6).

Запорно-регулирующий элемент пропорционального модулятора может занимать 38 положений, из них 8 необходимо для закрытия выпускного клапана. Поэтому первое положение педали соответствует положение ротора ШЭД равному 8 шагов, это обеспечит быстрое закрытие выпускного клапана модулятора, а также обеспечит минимальный свободный ход педали тормоза. Второе положение педали соответствует положение ротора ШЭД равному 9 шагов, третье положение педали – 10 шагам, и т.д.

Таким образом, положение ротора ШЭД при прямом ходе рассчитывается по зависимости:

$$П_{шд} = П_{п} + 8, \quad (7.3)$$

где $П_{шд}$ – необходимое положение ротора ШЭД;

$П_{п}$ – текущее положение педали.

При отпускании педали тормоза ротор ШЭД должен двигаться в обратном направлении, при этом положение ротора ШЭД рассчитывается по зависимости:

$$P_{шд} = P_{п}. \quad (7.4)$$

Также возможно задание соответствия положения педали положению ротора ШЭД табличным способом.

Таблица 7.3

Способ задания соответствия положения педали положению ротора ШЭД

Сигнал с датчика	0	1	2	3	4	...	29	30	31
Количество шагов ШЭД	0	8	1	1	1	1	1	1	1
Суммарное количество шагов	0	8	9	10	11	...	36	37	38

При использовании такого алгоритма расчетная статическая характеристика контура ЭПТС будет иметь вид (рис. 7.15).

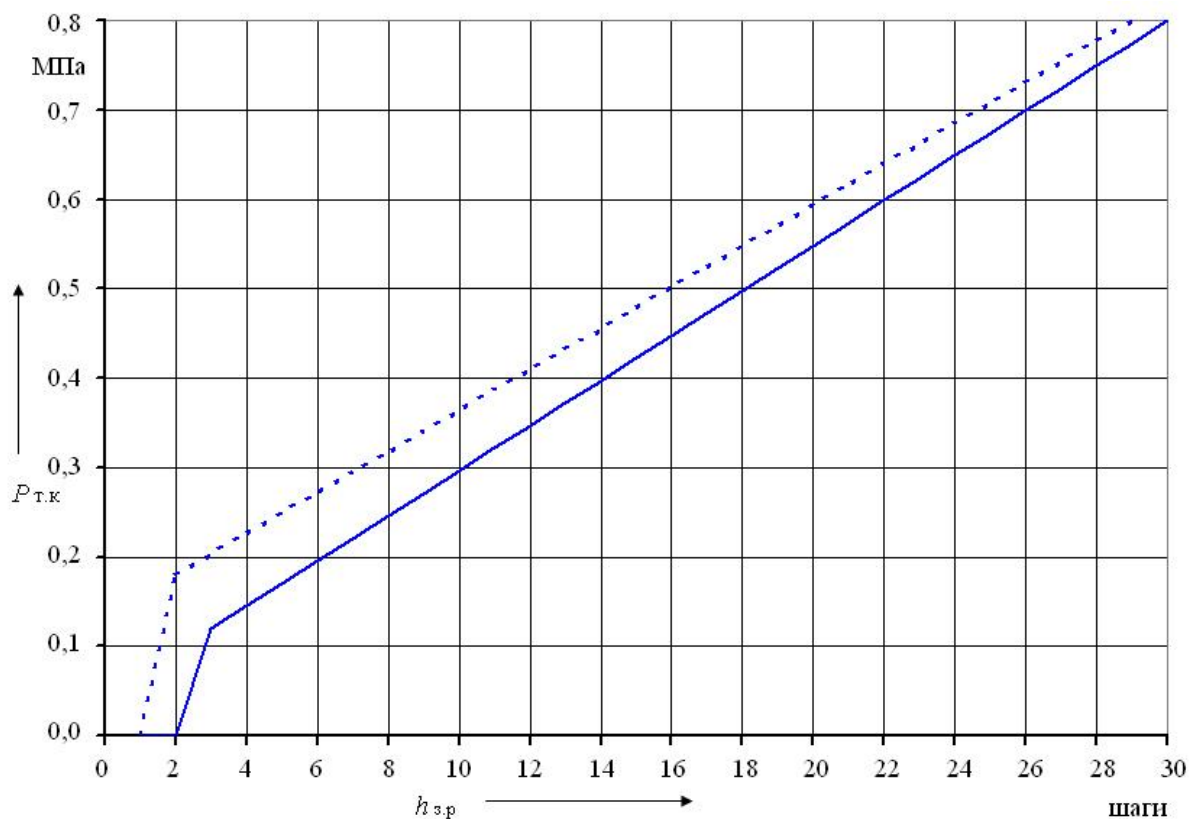


Рис. 7.15. Теоретическая статическая характеристика разработанного контура ЭПТС: — затормаживание; - - - - растормаживание

Из расчетной статической характеристики контура ЭПТС можно сделать вывод, что данный контур обладает высоким качеством следящего

действия. Значение давления 0,12 МПа при первом положении педали позволяет преодолеть гистерезис тормозного механизма и это начальное давление можно уменьшить путем снижения усилия предварительного сжатия пружины 17 (рис. 7.4).

Также, возможно, используя предложенный алгоритм, улучшить статическую характеристику контура в сторону уменьшения гистерезиса. Для этого необходимо в алгоритме сместить обратную ветвь статической характеристики, на величину гистерезиса пропорционального модулятора, который составляет два положения ротора ШЭД. Тогда, на обратной ветви статической характеристики положение ротора ШЭД будет рассчитываться по зависимости:

$$P_{шд} = P_{п} - 1, \quad (7.5)$$

В результате расчетная статическая характеристика контура ЭПТС примет вид (рис. 7.16).

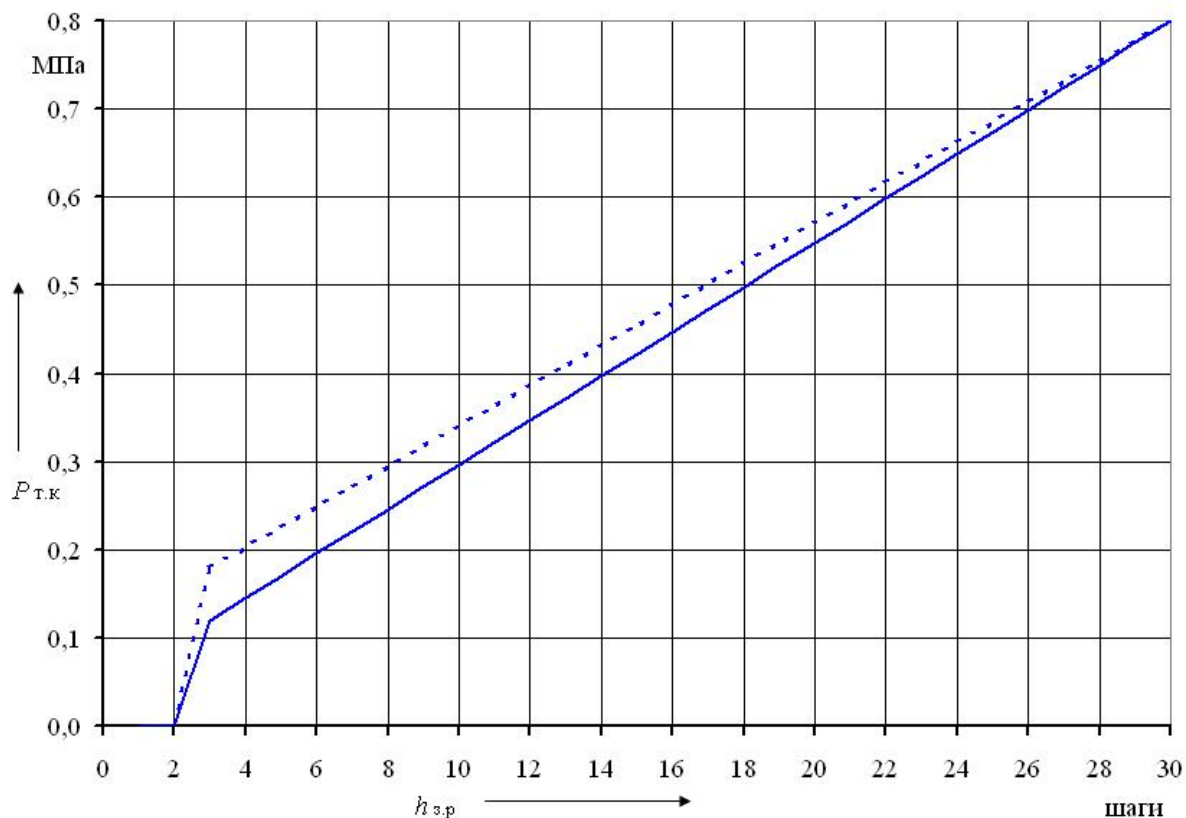


Рис. 7.16. Теоретическая статическая характеристика разработанного контура ЭПТС с уменьшенным гистерезисом: — затормаживание; - - - - растормаживание

Еще одним из возможных алгоритмов управления ЭПТС, при служебном торможении, может быть алгоритм, реализованный в современных

ЭПТС фирмы WABCO. Идея такого алгоритма заключается в том, что положению педали тормоза соответствует определенное значение замедление колеса. Таким образом, величина замедления транспортного средства почти всегда будет одинаковой, вне зависимости от степени загрузки или если тормозные колодки влажные, то блок управления ЭПТС увеличит давление до тех пор, пока не будет достигнуто требуемое замедление колес. Это позволяет при следящем действии сразу выполнить функцию распределения тормозных сил и реализовать подобие идеальной статической характеристики т.к. положению педали тормоза соответствует определенное значение замедление колеса, как при нажатии, так и при отпуске педали.

Однако данный алгоритм имеет некоторые недостатки. В виду инерционности системы, неизбежно, система управления будет поддерживать заданное значение замедления в некотором коридоре, а значит, весь процесс служебного торможения будет колебательным подобно работе антиблокировочной системы. Это может привести к снижению комфортабельности перевозки пассажиров. Также такой алгоритм управления для служебного торможения приведет к тому, что тормозная система все время будет работать в режиме самоуправления. Хотя транспортным средством должен (обязан) управлять человек. В таком случае у человека может появиться иллюзия управления тормозом, и как следствие у человека могут в процессе управления таким транспортным средством будут выработаны ложные стереотипы. И как следствие вероятность переоценки своих возможностей человеком значительно повышается и при этом повышается вероятность ДТП.

Из выше изложенного вытекает, что наиболее рациональным алгоритмом управления является второй, который обеспечивает следящее действие по статической характеристике с меньшим гистерезисом.

7.3.2 Алгоритм работы контура электронно-пневматической тормозной системы при работе в режиме выполнения антиблокировочной функции

При служебном торможении может возникнуть ситуация при которой колеса могут заблокироваться, что приведет к потере управляемости, устойчивости и увеличению тормозного пути транспортного средства. Поэтому одним из критериев закона управления является текущее замедление или проскальзывание колеса. В случае превышения задан-

ных значений тормозная система должна перейти в режим самоуправления по определенному алгоритму.

В настоящее время известно большое количество алгоритмов работы АБС. Разработкой алгоритмов управления системой АБС занимались: Ломака С. И., Ходырева С.Я., Алёкса Н. Н., Гецович Е. М. [33, 88, 89, 128], Нефедьев Я. Н., Петров В. А., Ревин А. А., Иванов В. Г. [17, 56, 186, 187] и др., а также описаны в патентных источниках [188–192]. Однако в «чистом» виде, в предлагаемой системе управления, не один из выше указанных алгоритмов использовать, в виду того, что алгоритм должен соответствовать структуре тормозной системы, все ранее созданные алгоритмы разрабатывались с учетом модуляторов релейного типа, в нашем случае пропорциональный модулятор пропорциональный прямого действия.

Предлагается реализовывать алгоритм работы контура ЭПТС в режиме выполнения антиблокировочной функции следующим образом.

Отслеживается состояние колеса, определяется время за один период (прохождение от вершины до вершины) – t_{i-1} и преобразователь информации заносит его в память, после чего преобразователь информации определяет время прохождения между двумя другими зубьями t_i и выполняет расчет по формуле:

$$\Pi = \frac{(t_i - t_{i-1})}{t_i} \cdot K, \quad (7.6)$$

где: Π – относительное изменение угловой скорости колеса, значение которое будет сравниваться с заданным пороговым для определения момента, когда у колеса появиться тенденция к вхождению в блок;

K – коэффициент усиления.

Полученное значение Π сравнивается с первым условием Π_1 :

$$\Pi \geq \Pi_1 \quad (7.7)$$

где: Π_1 – пороговое значение относительного изменения угловой скорости колеса для растормаживания колеса.

Если условие Π_1 не выполняется цикл повторяется и вновь получая новое время t_{i+1} высчитывается новое значение Π по той же формуле (предыдущее время - текущее время разделить на предыдущее время), проверяется условие Π_1 и так в цикле пока условие будет выполнено. В

случае если условие выполниться, преобразователь информации определяет текущее положение ШЭД и выдает команду ШЭД занять исходное положение, таким образом, произойдет выпуск воздуха из тормозных камер.

После того как условие P_1 выполнилось, преобразователь информации начинает проверку второго условия P_2 :

$$P \leq P_2 \quad (7.8)$$

где: P_2 – пороговое значение относительного изменения угловой скорости колеса для затормаживания колеса.

Подобно проверке условия P_1 , пока условие P_2 не будет соблюдаться, преобразователь информации никаких управленческих воздействий на ШЭД не выдает. Производится расчет текущего значения P и сравнения его с пороговым значением P_2 до тех пор, пока условие (7.8) выполниться. Если условие (7.8) выполнилось, преобразователь информации считывает текущее положение педали и определяет по формуле (7.1) необходимое положение ШЭД, и выдает соответствующую команду, даже в том случае если ШЭД не успел выполнить предыдущее действие. Такой подход позволяет снизить инерционность всей системы управления, и такой алгоритм получил название алгоритм с прерыванием цикла.

Далее преобразователь информации возвращается к проверке условия P_1 (7.7) и цикл повторяется. В случае отпущения педали алгоритм прекращает свою работу.

Значение порогов P_1 и P_2 были определены экспериментальным путем в виду того, что на данный период времени не существует достаточно точных математических моделей описывающих качение колеса в тормозном режиме. Проведение поисковых экспериментов проводилось с нагрузкой на колесо 27 и 8 кН при одинаковых прочих начальных условиях: начальной скорости торможения 60 км/ч, давление в ресивере 0,8 МПа, рабочая частота ШЭД пропорционального модулятора в прямом направлении (наполнение) 380 Гц и в обратном (опоражнивание) – 800 Гц. Эксперименты проводились на большом инерционном стенде кафедры автомобилей, оборудованным измерительным комплексом, описанным в разделе 4. При проведении поисковых экспериментов поочередно варьировались пороги P_1 – порог на растормаживание колеса и P_2 – порог на затормаживание колеса (см. рис. 7.17– 7.20). Оценка влияния порогового значения на процесс качения колеса выполнялась

по качеству качения колеса, т.е. отсутствие блокирования колеса.

На всех осциллограммах приняты следующие обозначения: $V_{\text{н}}$ – начальная скорость торможения транспортного средства, км/ч; R_z – усилие прижатия колеса к барабану, Н; f_p – рабочая частота ШЭД в прямом направлении, Гц; V_6 – скорость барабана, км/ч; V_k – скорость колеса, км/ч; M_T – тормозной момент, Н · м; h_p – положение педали; $h_{\text{зр}}$ – положение золотника в модуляторе; p_m – давление в ресивере, МПа; P_{TK} – давление в тормозной камере, МПа;

Так при подборе порога Π_1 было выявлено, что наилучшее кочение колеса без блокирования обеспечивается при порогах равных $0,5 \div 0,6$ (рис. 7.17, 7.18).

Использование порогового значения 0.4 (рис. 7.19) и меньше приводит к срыву алгоритма, т.е. колесо перестает затормаживаться. Это явление вероятнее всего происходит вследствие того, что пороговое значение попадает в зону «шумов», в результате команды на растормаживание и затормаживание приходят очень быстро и шаговый двигатель не способен среагировать на поступающие команды, и остается в положении, когда осуществляется растормаживание.

При увеличении значения Π_1 выше 0.6 (рис. 7.20) наблюдалось блокирование колеса, однако было выявлено, что блокирование колеса происходило в интервале скоростей $40 \div 20$ км/ч.

Это связано с тем, что при первом цикле срабатывания колесо не успевает скатываться в блок, в виду большой величины инерции, при дальнейшем снижении скорости инерционность также снижается а коэффициент сцепления начинает возрастать согласно работам [155, 156]. В результате порог 0.7 оказывается слишком большим и система управления в целом не успевает предотвратить блокирование колеса.

При проведении поисковых экспериментов по выбору порогового значения Π_2 , было выявлено, что система управления обеспечивает безблокировочное качение колеса при значениях Π_2 в пределах от минус 0.1 до минус 0.2. Использование порога на затормаживание Π_2 меньше минус 0,2 приводило к потере эффективности и срыву алгоритма, т.е. колесо переставало затормаживаться. Использование порога Π_2 равным нулю и выше приводило к блокированию колеса. Это происходит в следствии того, что колесо не успевает выйти из зоны неустойчивого качения, т.е. когда проскальзывание колеса в пятне контакта является достаточно высоким, в этот момент подается команда на затормаживание, в результате колесо блокируется.

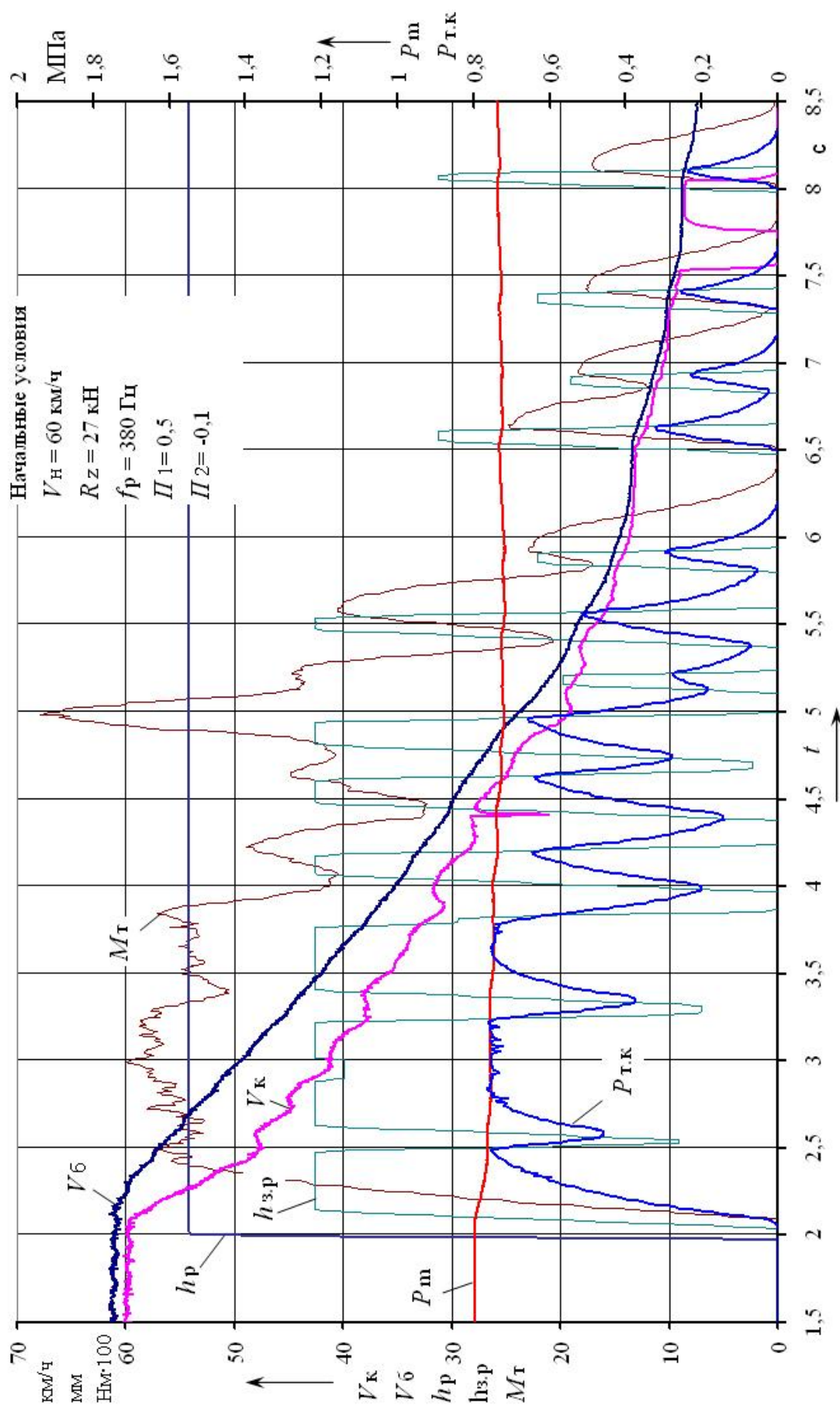


Рис. 7.17. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре ЭПТС с пропорциональным модулятором и нагрузкой на колесо 27 кН, при подборе порогового значения Π_1

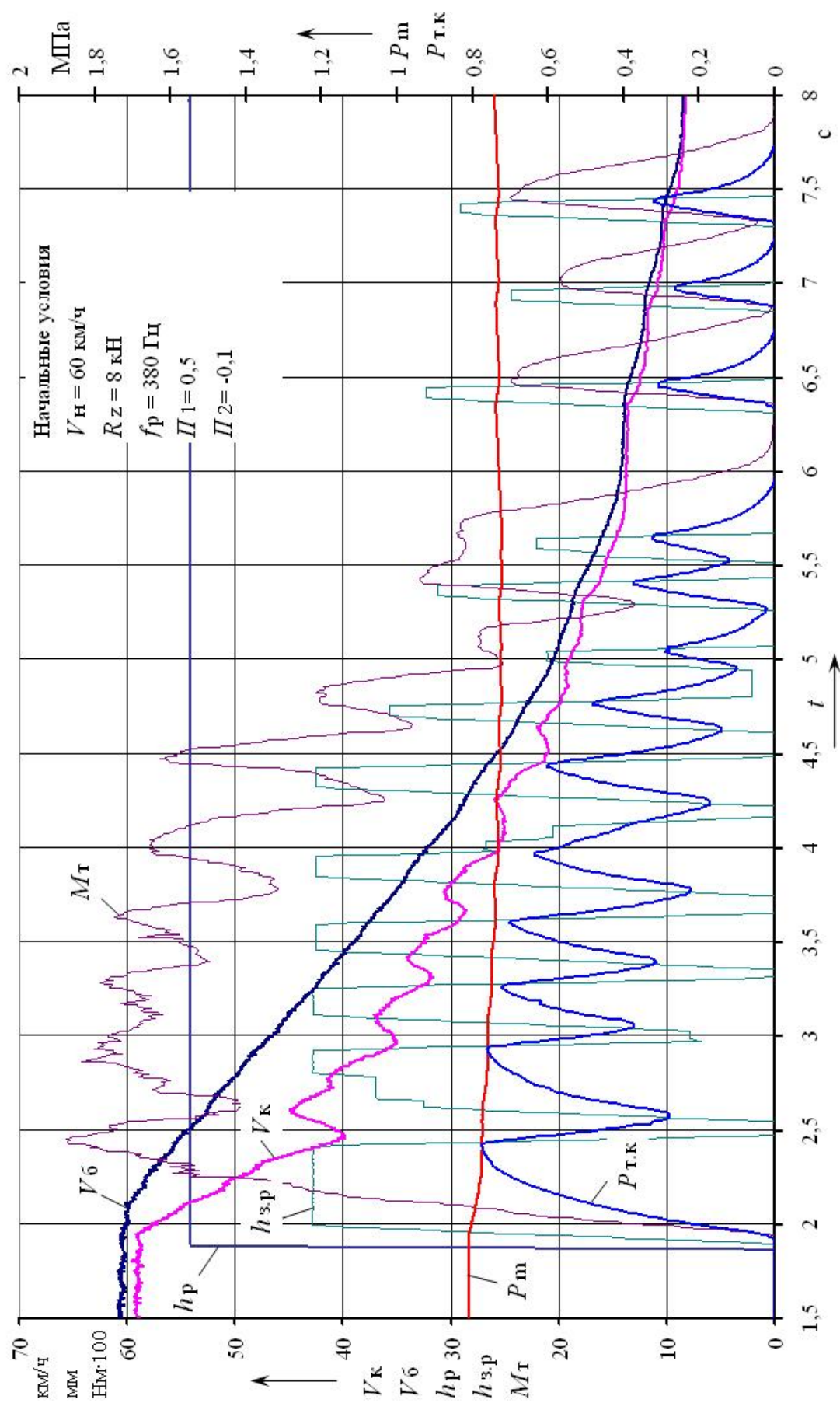


Рис. 7.18. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре ЭПТС с пропорциональным модулятором и нагрузкой на колесо 8 кН, при подборе порогового значения P_1

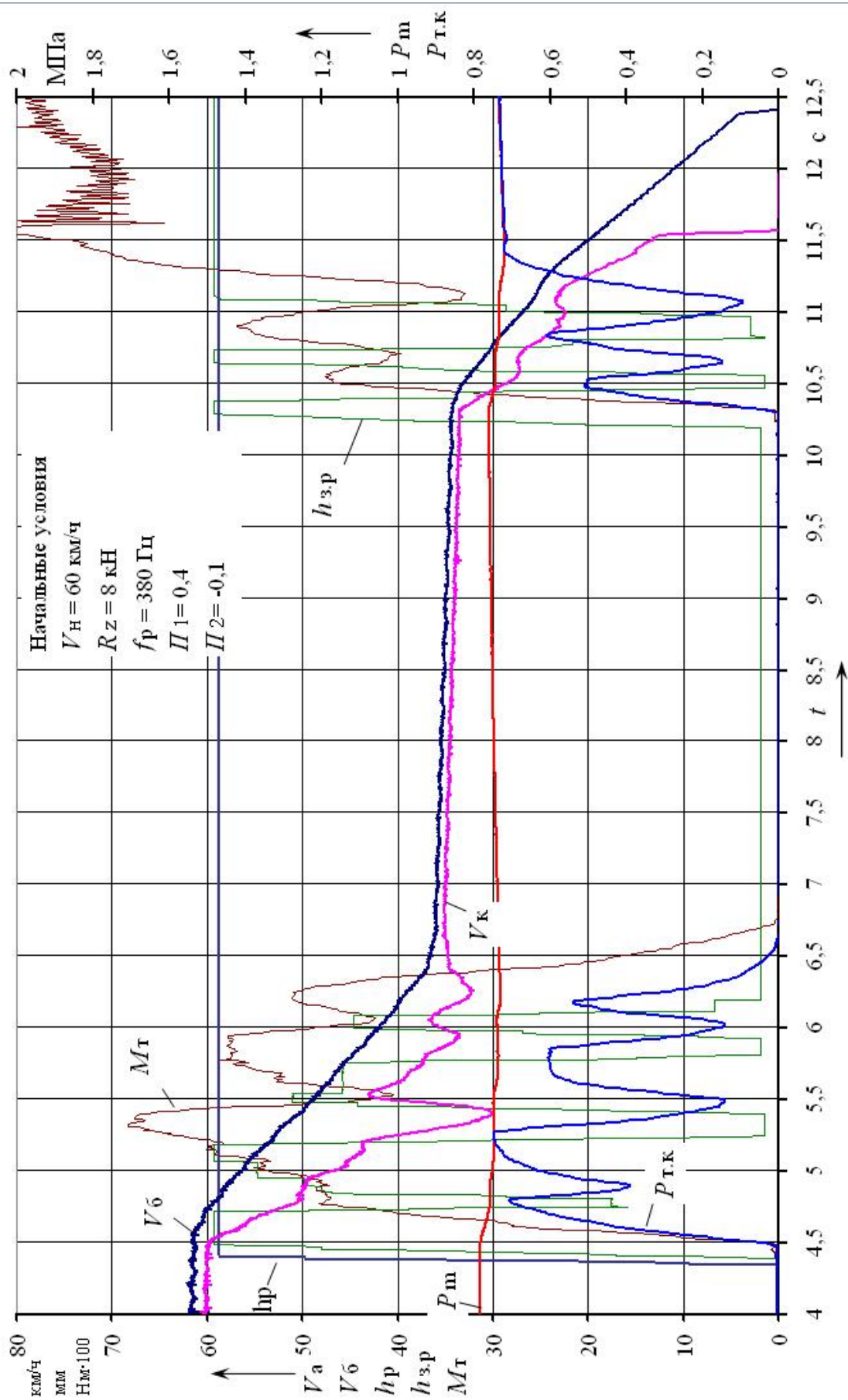


Рис. 7.19. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре ЭПТС с пропорциональным модулятором при пороговом значении $\Pi_1 = 0,4$

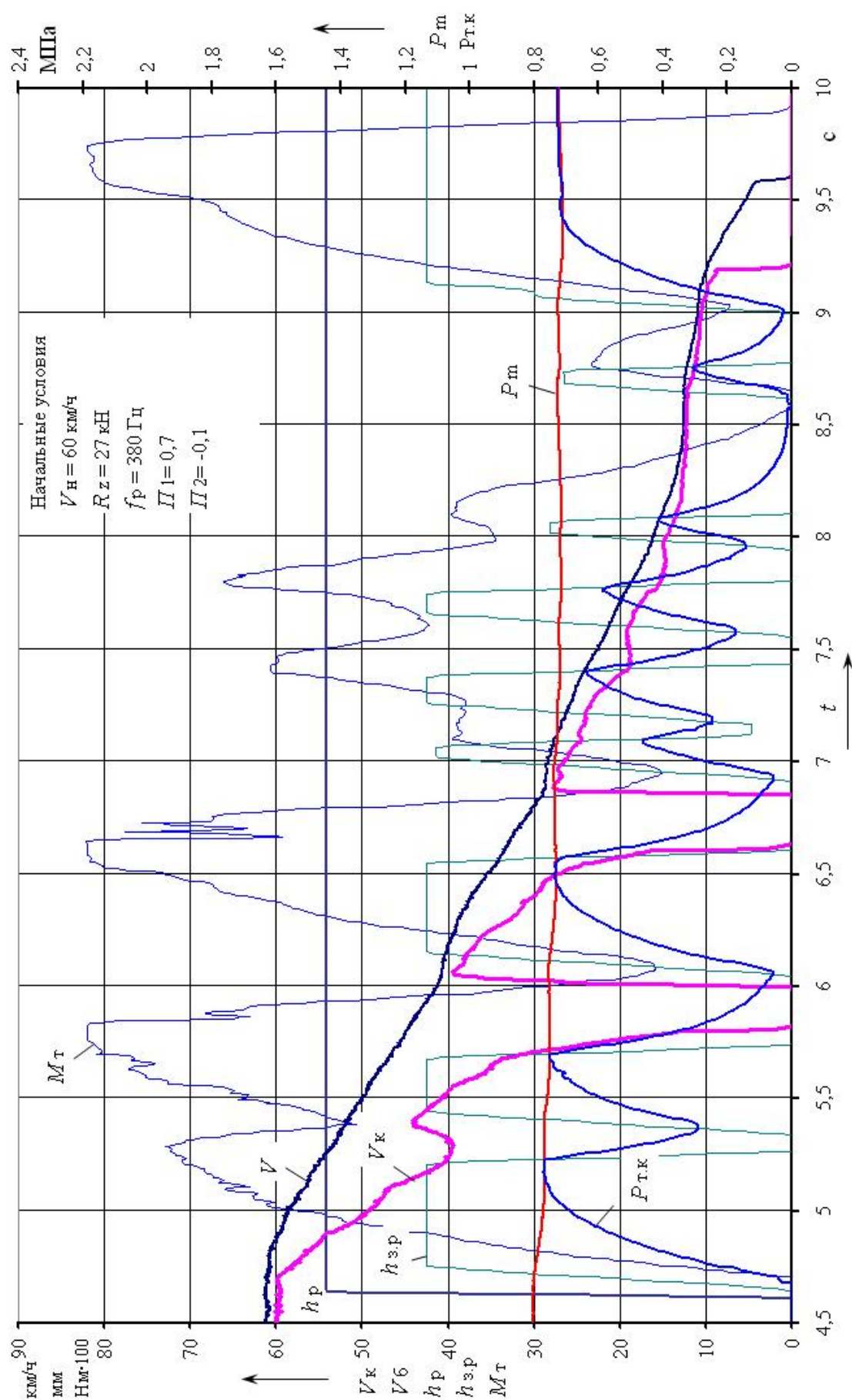


Рис. 7.20. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре ЭПТС с пропорциональным модулятором при пороговом значении $\Pi_1 = 0.7$

В результате проведенных поисковых экспериментов установлено:

- нагрузка на колесо не влияет на величину порогового значения, причем процессы торможения на осциллограммах (см. рис. 7.18 и 7.19) очень схожи между собой. Хотя при нагрузке на колесо 8 кН (см. рис. 7.18) модулятор в начальный период торможения срабатывал чаще;

- на характерных осциллограммах (см. рис. 7.17 и 7.18) видно, что порог $P_1 = 0,5$ обеспечивает эффективное торможение только в начальной фазе торможения. При скоростях 30 – 35 км/ч начинается резкое падение эффективности, реализуемый тормозной момент M_T начинает снижаться и кривые скоростей становятся более пологими. Причем с уменьшением скорости до 20 км/ч колесо практически перестает затормаживаться. Из этого обстоятельства вытекает вопрос о повышении устойчивости работы системы управления в целом. Поэтому для повышения устойчивости процесса торможения с высокой эффективностью, во всем диапазоне скоростей, необходимо не только обеспечить устойчивую работу алгоритма за счет использования алгоритма с защитой памяти от накопления недостоверной информации, но и в процессе его работы требуется изменение цели управления.

В нашем случае, для блока управления, задается цель – регулировать процесс качения колеса по заданным пороговым значениям, значит, по каким-то критериям необходимо изменять значения порогов или прекращать процесс регулирования, затормозив колесо. Прекращение процесса регулирования, возможно организовать, используя следующий алгоритм.

В момент времени, когда выполнилось условие (7.7), т.е. сработал порог на растормаживание колеса P_1 , производится проверка текущей скорости колеса, по последнему значению полученному от датчика скорости, если угловая скорость оказалась менее 15 км/ч и в течении заданного времени условие на затормаживание (7.8) не выполняется, в этом случае цикл прерывается и подается управляющий сигнал переместить ШЭД в положение соответствующее положению педали. При этом может происходить кратковременное блокирование колеса, которое допускается по нормативам [3, 16].

Подобным образом возможно реализовать изменение величины порогового значения в процессе торможения, однако нужно отметить, что предложенный способ, изменение пороговых значений в процессе торможения, с целью повышения устойчивости работы ЭПТС по отношению к эффективности процесса торможения является перспективным и

требующим дальнейшего изучения. К тому же, если изменить схему управления с программно-адаптивной на схему управления «предиктор-корректор» [135], т.е. когда управленческое решение будет приниматься на основании прогноза будущего состояния колеса, в этом случае получится добиться максимально возможной эффективности ЭПТС при экстренном торможении.

Для дальнейших экспериментальных исследований был использован вышеописанный алгоритм с прерыванием рабочего цикла, с пороговыми значениями $P_1 = 0,6$ и $P_2 = \text{минус } 0,2$, и прекращением процесса регулирования при скорости меньше 15 км/ч .

8 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТУРА ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

8.1 Программа экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования разработанного контура ЭПТС выполнялись с целью подтверждения достоверности и обоснованности теоретических положений.

В программе экспериментальной части предусматривались:

- исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура ЭПТС с пропорциональным модулятором и системой управления им;
- исследования влияния разработанного контура ЭПТС на процесс торможения колеса в различных нагрузочных условиях.

Исследование рабочих процессов и характеристик контура ЭПТС с пропорциональным модулятором выполнялись в лаборатории кафедры автомобилей ХНАДУ.

8.2 Исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура электронно- пневматической тормозной системы

Цели исследований:

- определение статической характеристики контура ЭПТС с пропорциональным модулятором;
- определение динамической характеристики контура ЭПТС с пропорциональным модулятором;
- исследования влияния рабочей частоты работы шагового электродвигателя на динамическую характеристику контура ЭПТС с пропорциональным модулятором;
- исследования влияния работы контура ЭПТС с пропорциональным модулятором на процесс качения затормаживаемого колеса;
- сопоставление теоретических и экспериментальных результатов.

Для достижения поставленных целей решались следующие задачи:

- разработка методики экспериментального исследования;
- создание экспериментальной установки;

- разработка и подготовка измерительно-регистрирующего комплекса на основе современной элементной базы;
- выполнение комплекса экспериментальных исследований, предусмотренных программой;
- обработка результатов экспериментов и выполнение их анализа.

8.2.1 Оборудование для исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура электронно-пневматической тормозной системы

Для выполнения исследования рабочих процессов и характеристик разработанного контура ЭПТС разработана лабораторная установка, структурная схема которой приведена на рис. 8.1.

Лабораторная установка для исследования представляет собой контур ЭПТС с макетным образцом пропорционального модулятора, общий вид экспериментального стенда показан на рис. 8.2. Основой установки является тормозной инерционный стенд.

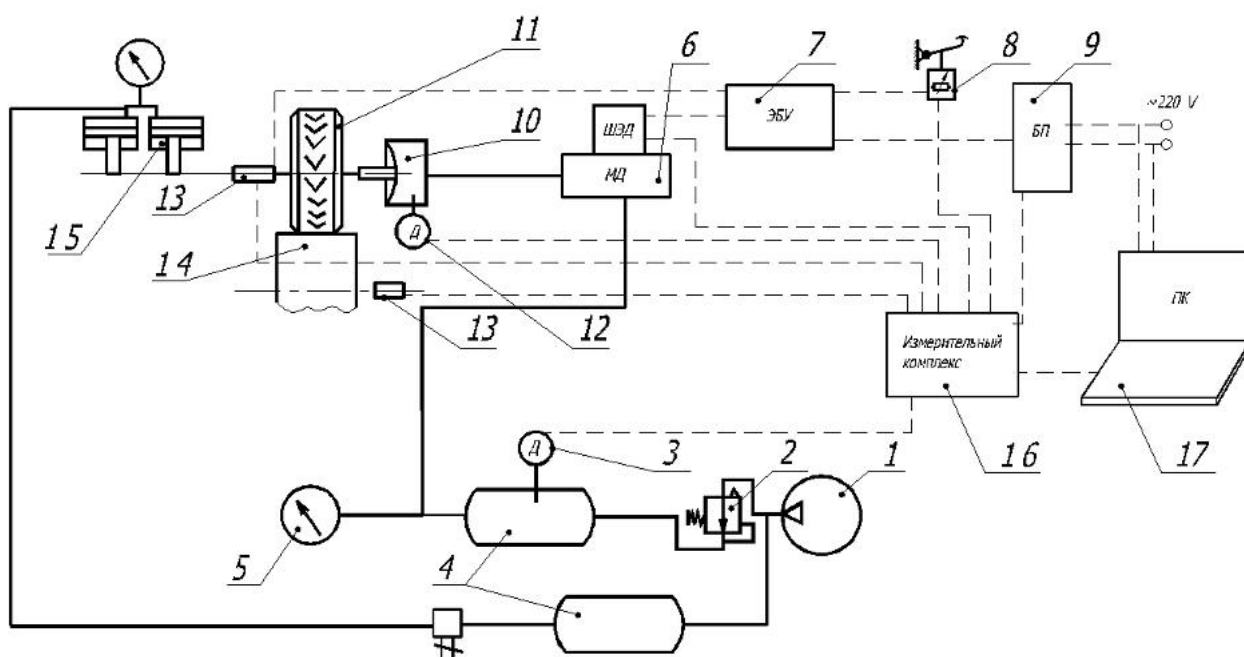


Рис. 8.1. Структура лабораторной установки: 1 – компрессор; 2 – регулятор давления; 3 – датчик давления; 4 – ресиверы; 5 – манометры; 6 – пропорциональный модулятор; 7 – электронный блок управления; 8 – модуль педальный; 9 – блок питания; 10 – тормозная камера; 11 – колесо; 12 – датчик давления; 13 – датчики скорости колеса и барабана; 14 – беговой барабан; 15 – пневмоцилиндры; 16 – измерительный комплекс; 17 – персональный компьютер



Рис. 8.2. Общий вид экспериментального стенда

В качестве объекта управления был выбран тормозной механизм автомобиля ЗиЛ-4335 с тормозной камерой тип 20, типоразмер колеса 11,00–R20. Ресивер 8, объёмом 20 л, предназначен для обеспечения необходимого запаса сжатого воздуха. Визуальный контроль давления в цепи питания контура ЭПТС осуществляется манометром *ОБМ1-160* с диапазоном давления 0 – 16 МПа, ценой деления 0,02 МПа и классом точности 1,5.

Питание воздухом стендовой установки осуществляется компрессором 1 (см. рис. 8.1) 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 до 1,0 МПа, ценой деления 0,025 МПа и классом точности 1,5. Значение давления устанавливается и поддерживается при помощи регулятора давления 2 модели *samozzi SA-R30-10*. На стендовой установке смонтирован пропорциональный модулятор 6 с электронным блоком управления 7, в качестве

органа управления использован модуль педальный 8. Качение колеса 11 осуществляется по инерционному барабану 14. Датчик давления 12 позволяет отслеживать изменение давления сжатого воздуха в тормозной камере. Датчики 13 динамического состояния колеса и бегового барабана размещены на стенде и предназначены для определения скорости колеса 11 и инерционного барабана 14. Давление сжатого воздуха в пневмоцилиндры 15 подается через электроклапаны (на схеме не показаны) и контролируется по манометру. На стенде так же был установлен измерительно-регистрирующий комплекс 16 для регистрации значений с цифровых и аналоговых датчиков и передачи информации на персональный компьютер 17. Для обеспечения питания датчиков и измерительного комплекса использовался модульный источник питания 9.

При выполнении исследований на экспериментальной установке измерялись, регистрировались и обозначались следующие параметры тормозящего колеса на инерционном стенде: V_k – скорость колеса; V_6 – скорость барабана; P_{TK} – давление в тормозной камере; P_p – давление в ресивере питающей части контура; P_n – давление в нагрузочных пневмоцилиндрах; h_p – перемещение педали тормоза; $h_{з,р}$ – перемещение зубчатой рейки; M_T – тормозной момент.

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. 8.3).

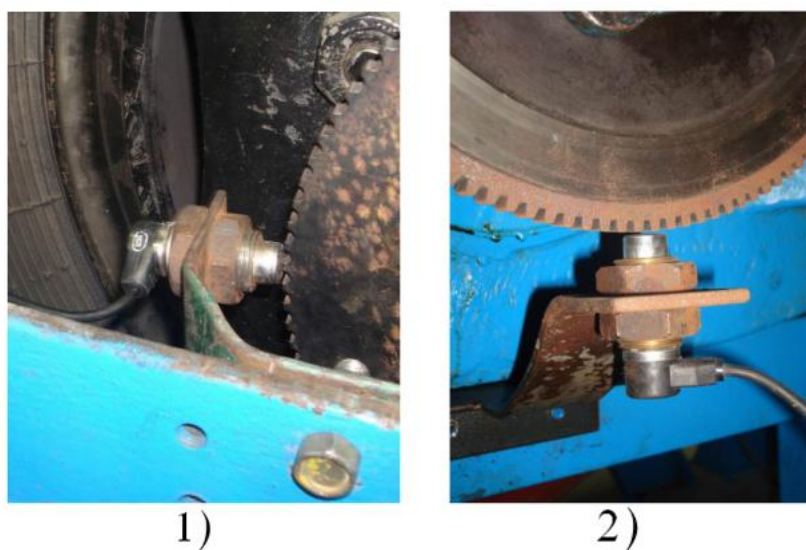


Рис. 8.3. Установка датчиков АДЮИ на стенде: 1) – для определения скорости колеса; 2) – для определения скорости барабана

Для измерения давления в полости тормозной камеры и ресивера используются датчики давления серии MPX 5999D [193] (рис. 8.4).

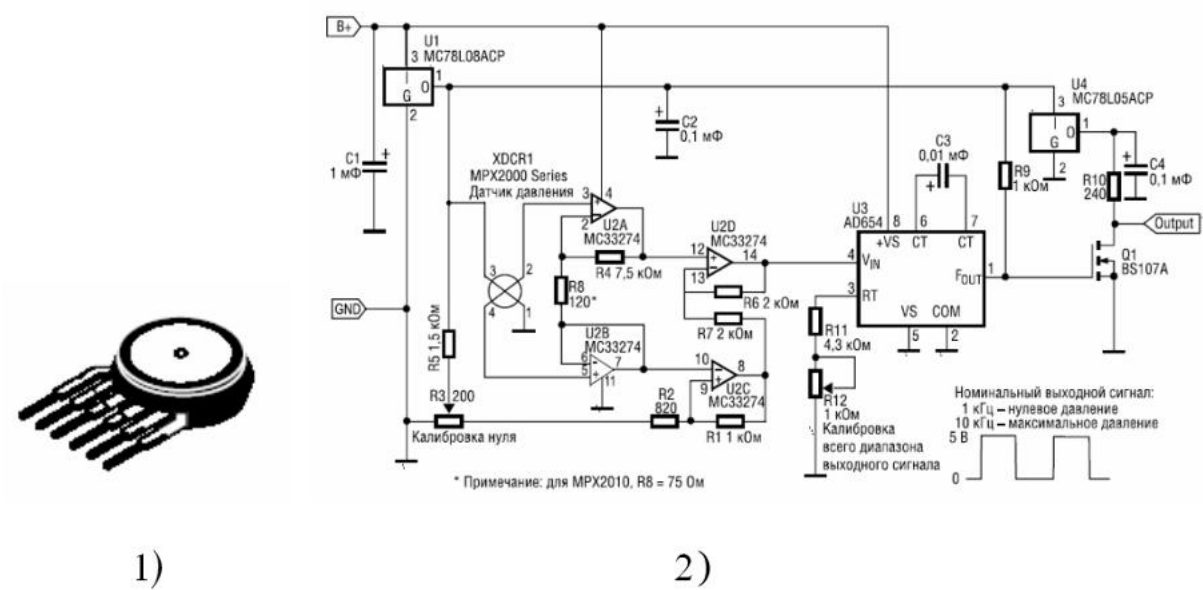


Рис. 8.4. Датчик давления Freescale Semicon-ductor серии MPX 5999D:
1) – общий вид; 2) – схема

Общий вид датчика и его принципиальная схема приведены на рис. 8.3, а параметры сведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

**Технические параметры датчика давления
Freescale Semicon-ductor серии MPX 5999D**

Наименование параметра	Величина параметра
Значение Давления (max) (кПа)	100
$U_{смещ}$, мВ	4,5
Чувствительность, мВ/кПа	5
Точность при 0...85 °С	±2,5

Ввиду того, что 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. 8.5). Быстродействие датчика давления не более 10 мс. Тарировочная характеристика 0,0288 кПа/мВ.

Измерение перемещения педали тормоза осуществлялось одним из двух датчиков положения, установленных в модуле педальном КДБА.453621.001ТУ (рис. 8.6), второй датчик использовался для формирования задающего сигнала.

С целью фиксации положения ЗРЭ, пропорциональный модулятор снабжен датчиком положения ротора ШЭД.



Рис. 8.5. Установка датчиков MPX 5999D на стенде: 1) – для определения давления в тормозной камере; 2) – для определения давления в ресивере



Рис. 8.6. Установка модуля педального КДБА.453621.001ТУ

В качестве датчика обратной связи модулятора используется датчик положения дроссельной заслонки (ДПДЗ), который используется на автомобилях семейства Daewoo Lanos и Sens (рис. 8.7) [194].



Рис. 8.7. Датчик положения ротора шагового электродвигателя

Тип датчика – активный бесконтактный. Основное достоинство – отсутствие резистивного элемента, который часто выходит из строя в результате механического контакта при преобразовании угла поворота в электрический сигнал. Как следствие – повышается ресурс работы датчика более чем в 3 раза.

Технические характеристики:

Номинальное напряжение питания, В12;

Рабочее входное напряжение, В5;

Температурный диапазон работы, °С.....от–40 до+130;

Масса, не более, г 25.

Для измерения усилий применяется тензометрический датчик модели *LPX* производства *Precision Transducers Ltd* [195]. На экспериментальной установке применяются датчики *LPX* с диапазоном измерений усилий от 0 до 10000 Н. Рабочие параметры датчика усилия приведены в табл. 8.2, а его установка на экспериментальном стенде показана на рис. 8.8.

Таблица 8.2

Рабочие параметры датчика усилия

Нагрузка на колесо, кН	Время торможения, с		Расчетные параметры				
	на грани блокирования	в режиме АБС	$t_{Z_{AL}}$, с	Z_{AL}	$t_{Z_{max}}$, с	Z_{max}	ε
8	4,45	4,87	2,61	0,325	1,42	0,399	0,815
27	4	4,14	2,09	0,406	1,14	0,496	0,818



Рис. 8.8. Установка датчика усилия LPX-10000 на стенде

Тарировка датчика усилия с источником питания и измерительной аппаратурой подтвердила линейность его характеристики. Тарировочный параметр датчика *LPX-10000* – 3,5 Н/мВ.

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 (рис. 8.9).

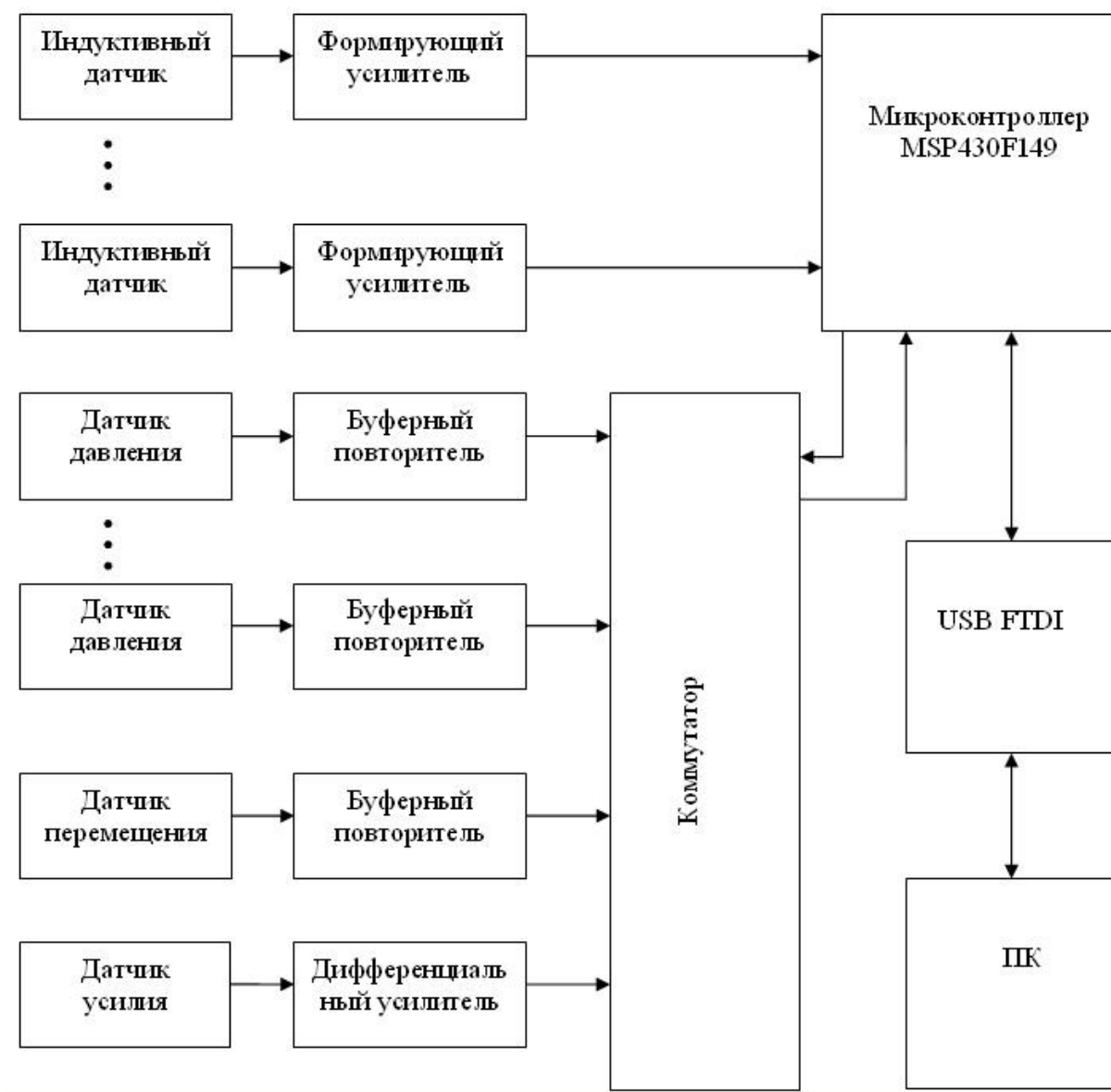


Рис. 8.9. Структурная схема измерительного комплекса

Структурно измерительно-регистрирующий 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 (см. рис. 4.2).

При разработке измерительно-регистрирующего комплекса лабораторной установки необходимо было учесть особенность исследуемых рабочих процессов – измерение и регистрацию быстро и медленно текущих процессов.

8.2.2 Методика и результаты исследования рабочих процессов и характеристик пропорционального модулятора в контуре электронно-пневматической тормозной системы

При исследовании контура ЭПТС с пропорциональным модулятором на лабораторной установке вначале определялась статическая характеристика пропорционального модулятора (рис. 8.10), затем выполнялись исследования динамики рабочих процессов в контуре ЭПТС (рис. 8.11).

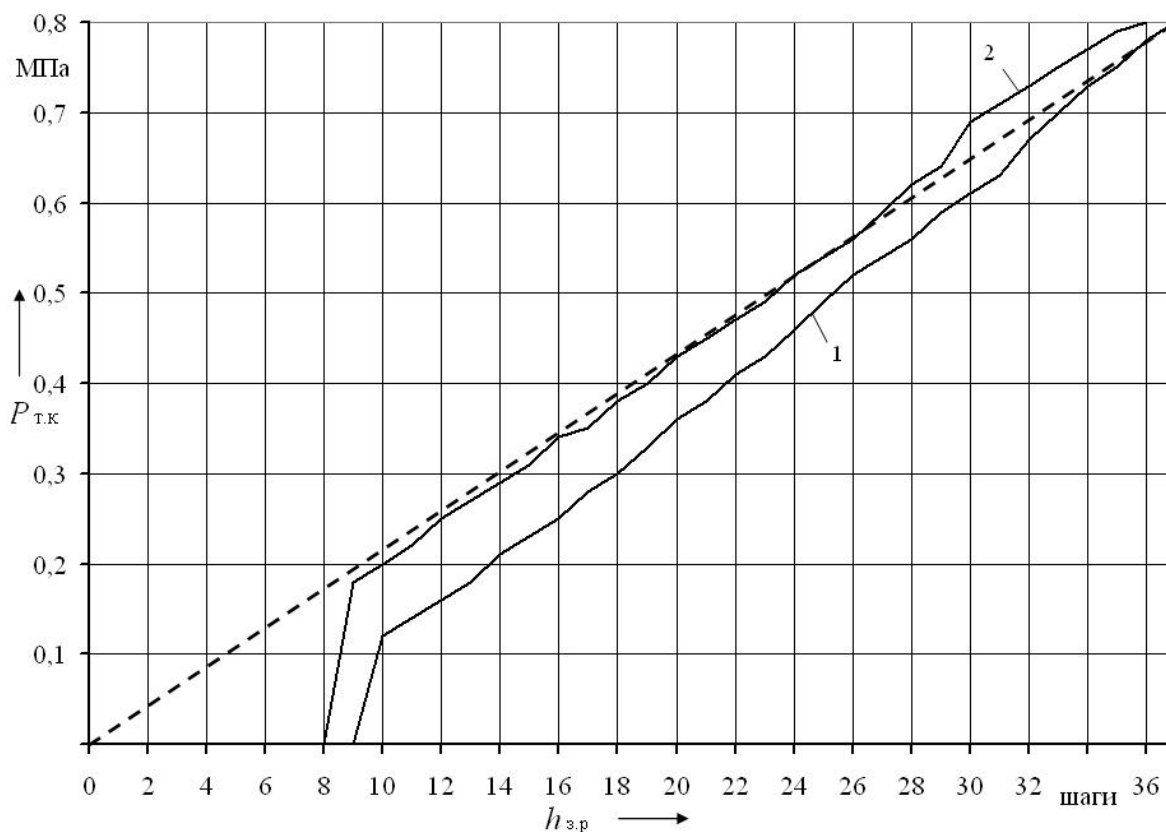


Рис. 8.10. Экспериментальная статическая характеристика исследуемого пропорционального модулятора $P_{т.к} = f(h_{з.р})$: 1 — затормаживание; 2 — растормаживание; - - - условная линия идеальной характеристики

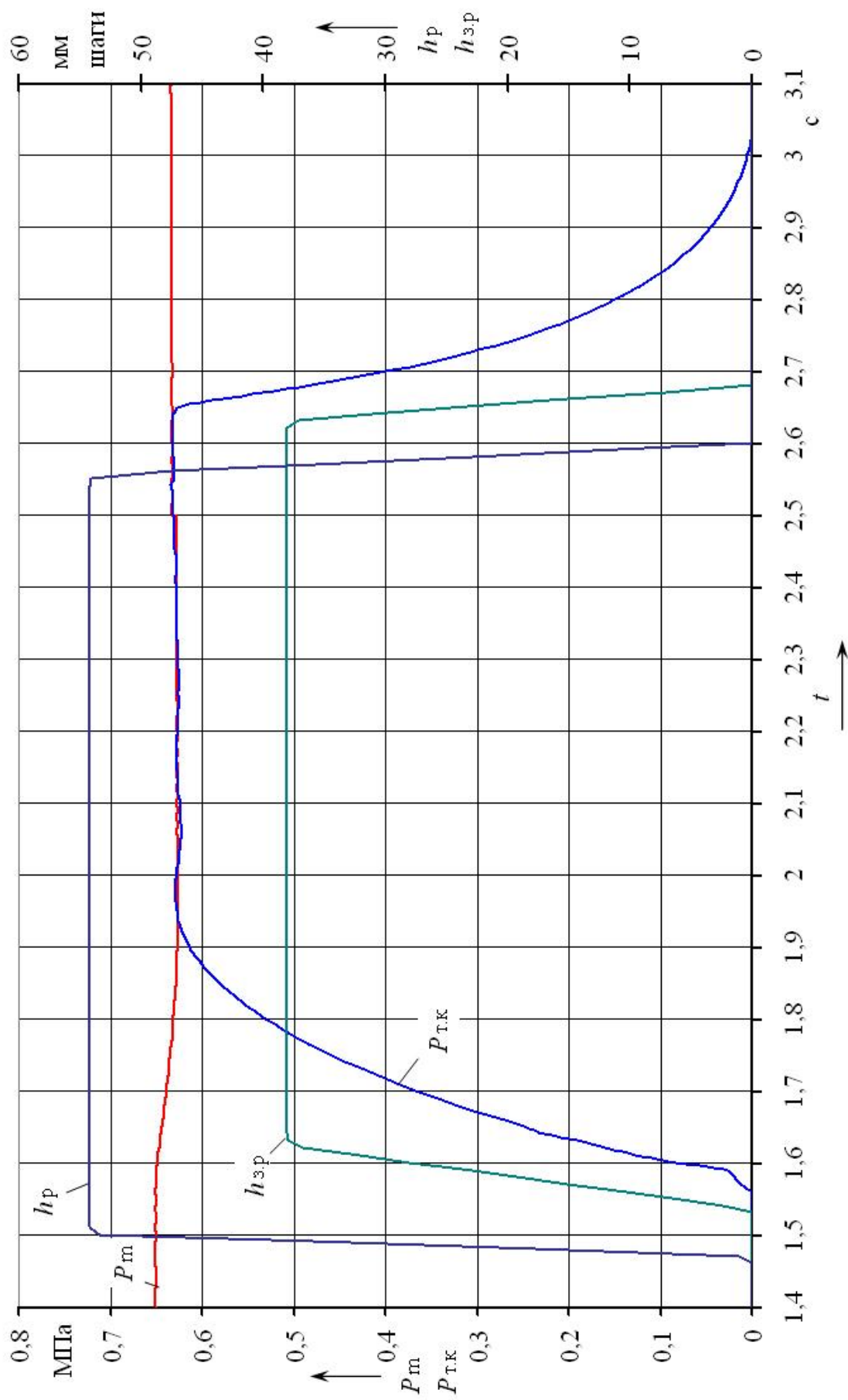


Рис. 8.11. Экспериментальная динамическая характеристика исследуемого контура ЭПТС с пропорциональным модулятором

Определение параметров статической характеристики выполнялось для пропорционального модулятора следующим образом. На инерционном стенде был смонтирован контур ЭПТС и измерительный комплекс (см. рис. 8.3). В ресивере 4 (см. рис. 8.1) было установлено давление 0,8 МПа. С помощью интерфейсной программы на ШЭД подавался сигнал на один шаг (один шаг зубчатой рейки соответствует перемещению 0,157 мм) и фиксировалось давление в тормозной камере.

Полученная экспериментальная характеристика (рис. 8.10) в полной мере соответствует расчётным значениям и предъявленным требованиям. Следует отметить достаточно высокое качество следящего действия во всём диапазоне работы пропорционального модулятора, как при затормаживании, так и при растормаживании. Гистерезисные потери практически во всём диапазоне работы незначительны, при максимальном значении давления в тормозной камере гистерезис составляет один шаг ШЭД и при снижении давления увеличивается до двух. Однако можно уменьшить величину гистерезиса и приблизить статическую характеристику к идеальной, за счет алгоритма.

Получение динамической характеристики привода ЭПТС (рис. 8.11) выполнялось следующим образом. В ресивере 4 (см. рис. 8.1) было установлено давление 0,65 МПа. Пропорциональный модулятор соединялся с тормозной камерой трубопроводом с внутренним диаметром 8 мм и длиной 40 мм. Педаль приводилась в действие за 0,2 с. [3,4].

Сравнение экспериментально полученной динамической характеристики исследуемого контура ЭПТС с пропорциональным модулятором (рис. 8.11) и динамической характеристики полученной с помощью математической модели показало, что разработанная математическая модель обеспечивает погрешность не более 5 %.

На следующем этапе исследования динамических характеристик контура ЭПТС были выполнены исследования по определению влияния рабочей частоты работы шагового электродвигателя на динамическую характеристику контура ЭПТС с пропорциональным модулятором. Способ получения динамических характеристик аналогичен описанному выше, но при этом в алгоритме изменялась рабочая частота ШЭД с дискретностью 50 шагов/с (результаты приведены на рис. 8.12).

В результате анализа полученных осциллограмм было выявлено, что изменение величины рабочей частоты в пределах 380 – 230 шагов/с. практически не оказывают влияния на быстродействие привода.

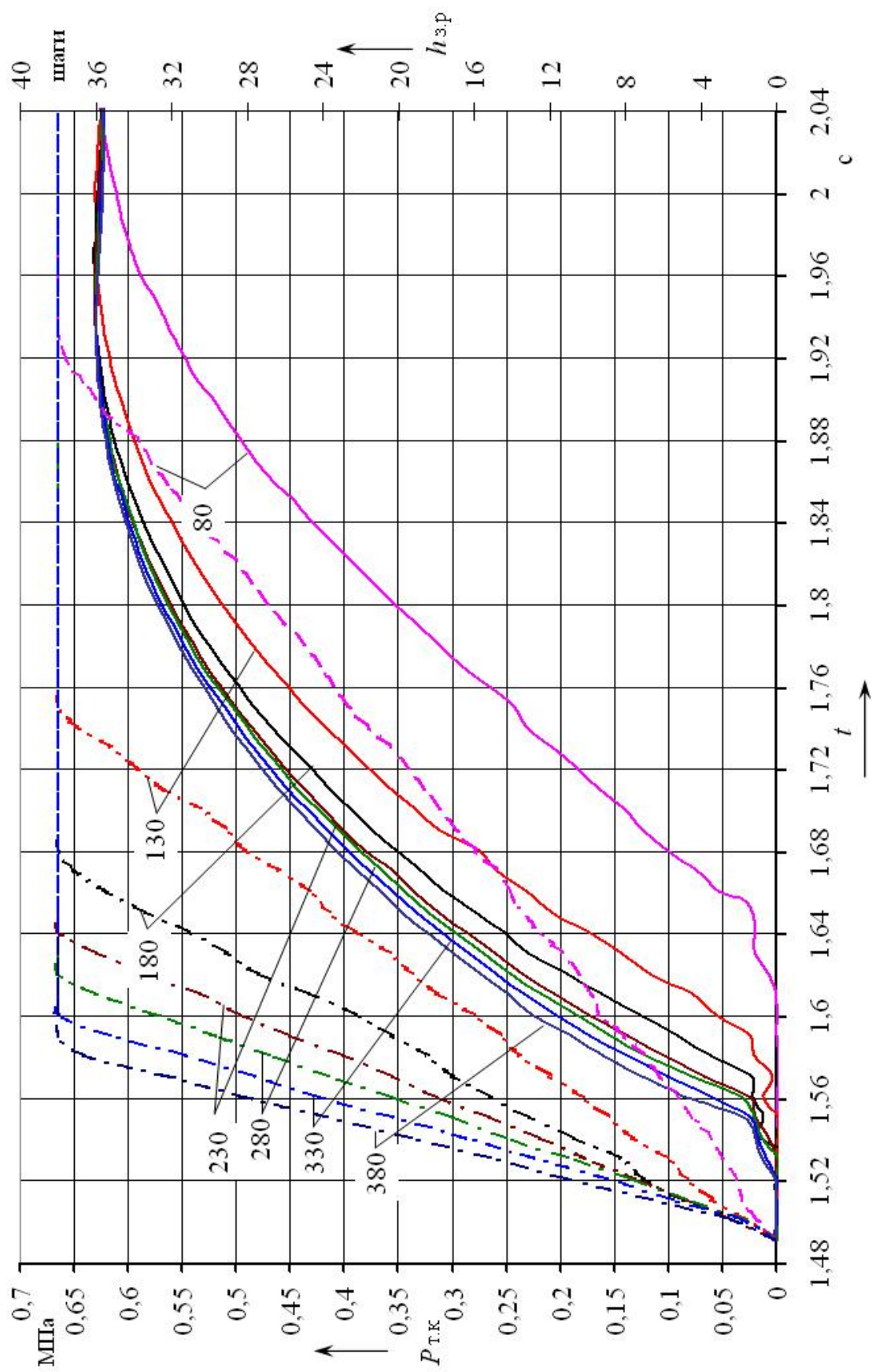


Рис. 8.12. Влияние рабочей частоты работы ШЭД на динамическую характеристику контура ЭПТС с пропорциональным модулятором: - - - - положение вала ШЭД; ——— давление в тормозной камере

Очевидно, что для пропорциональных модуляторов высокое быстродействие не нужно, а значит, появляется возможность при создании образцов пропорциональных модуляторов использовать ШЭД небольшой мощности. Дальнейшее снижение рабочей частоты ШЭД приводит к снижению темпа наполнения тормозной камеры, причем существенное влияние на увеличение времени наполнения оказывает задержка по срабатыванию модулятора, т.е. чем дольше закрывается выпускной клапан, тем больше величина задержки.

8.2.3 Оценка эффективности разработанного контура электронно-пневматической тормозной системы с пропорциональным модулятором при торможении колеса в экстренном режиме

Оценка эффективности при экстренном торможении разработанного контура ЭПТС проводилась на большом инерционном стенде в соответствии с методикой, описанной в Правилах № 13 ЕЭК ООН [3, 16], с начальной скоростью торможения 60 км/ч.

Согласно Правилам № 13 ЕЭК ООН оценка эффективности ABS проводится в следующем порядке. На первом этапе производится торможение транспортного средства на пределе блокирования колеса, как груженого, так и порожнего, т.е. подбирается такое давление в питающей магистрали, которое обеспечивает, при экстренном нажатии на педаль тормоза качение колес транспортного средства на пределе блокирования. Однако в методике [3, 16] нет четкого определения предела блокирования колеса, а предложенная методика позволяет определить грань блокирования. Проводится экстренное торможение транспортного средства при давлении в питающей части $P_{нач}$, при дальнейших торможениях давлении в питающей части должно повышаться с шагом 0,05 МПа, когда колеса транспортного средства начнут блокироваться, текущее давление в питающей части снижается на 0,025 МПа и данное торможение считается на грани блокирования.

Экспериментальные исследования по определению грани блокирования показали, что для одного тормозящего колеса в стендовых условиях точность установления давления в питающей части 0,025 МПа является слишком грубой. При сравнении экспериментальных осциллограмм качения колеса, при поиске предела блокирования (см. рис. 8.13 и 8.14) (нагрузка на колесо 8000 Н, все эксперименты проводились на разогре-

том тормозном механизме до 100°C) получилось, что время торможения сократилось на 0,74 с. Если полученное время отнести к общему времени торможения при эксперименте (рис. 8.13), то разница составит около 17 %. Таким образом, для более точной оценки эффективности разработанного контура ЭПТС с пропорциональным модулятором, пределом блокирования в стендовых условиях мы будем считать такое качение колеса в тормозном режиме, при котором колесо блокируется в интервале скоростей от 20 до 10 км/ч. Интервал скоростей выбирался из следующих соображений: скорость ниже 8 км/ч датчик установленный на колесе (см. рис. 8.6), не регистрирует, а измерительный комплекс (рис. 8.3) показывает значение скорости равным нулю (это хорошо видно из рис. 8.10); верхний предел 20 км/ч установлен по той причине, что более раннее блокирование колеса недопустимо, т.к. происходит потеря устойчивости транспортного средства, хотя может приводить к повышению эффективности торможения на поверхности с высоким коэффициентом сцепления.

При детальном анализе характерных осциллограмм переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы без функции АБС при качении колеса на грани блокирования (см. рис. 8.13 – 8.15), можно выделить несколько закономерностей:

- при установившемся давлении в тормозной камере тормозной момент растет со снижением скорости, причем в некоторых случаях (см. рис. 8.13) происходило двукратное увеличение момента, это означает, что с уменьшением скорости коэффициент сцепления растет, следовательно возможно реализовать больший тормозной момент. Как правило, самый большой тормозной момент наблюдается в конце торможения при заблокированном колесе. Подобные явления подтверждены работами Кнороза В.И. [82];

- характер качения колеса, если оно недоторможено, является почти линейным и практически не наблюдаются колебания угловой скорости колеса (см. рис. 8.13). Но если колесо заставить катиться при торможении на пределе блокирования (см. рис. 8.14), то можно заметить, что процесс качения колеса является колебательным, хотя давление в тормозной камере остается постоянным. На осциллограммах (см. рис. 8.15) хорошо видно, что амплитуда колебаний увеличивается с уменьшением скорости колеса. Такая особенность качения колеса при торможении на грани блокирования может быть вызвана упругими свойствами шины, а именно закручиванием шины в радиальном направлении.

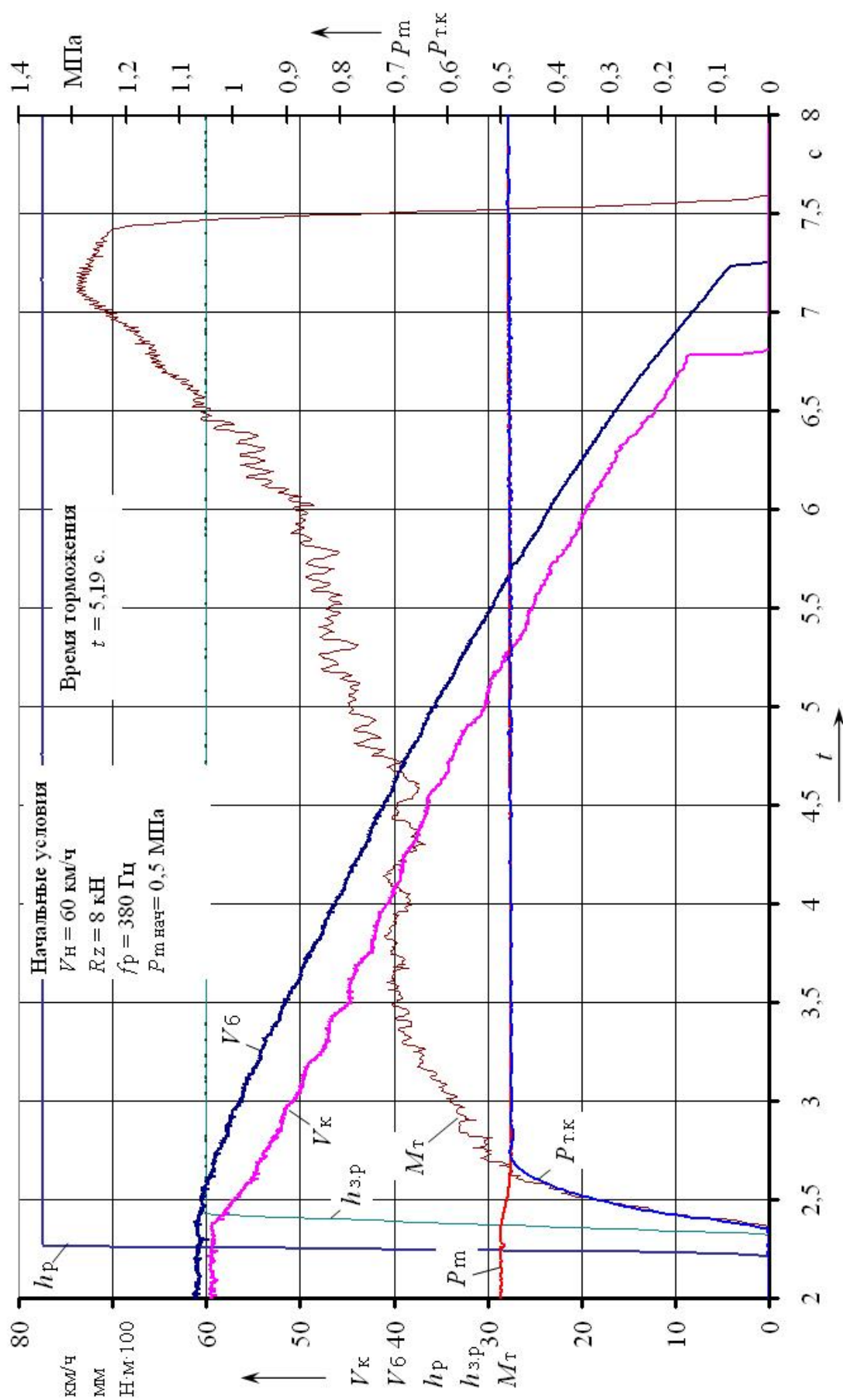


Рис. 8.13. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы без функции ABS при качении колеса без блокирования во всем диапазоне скоростей

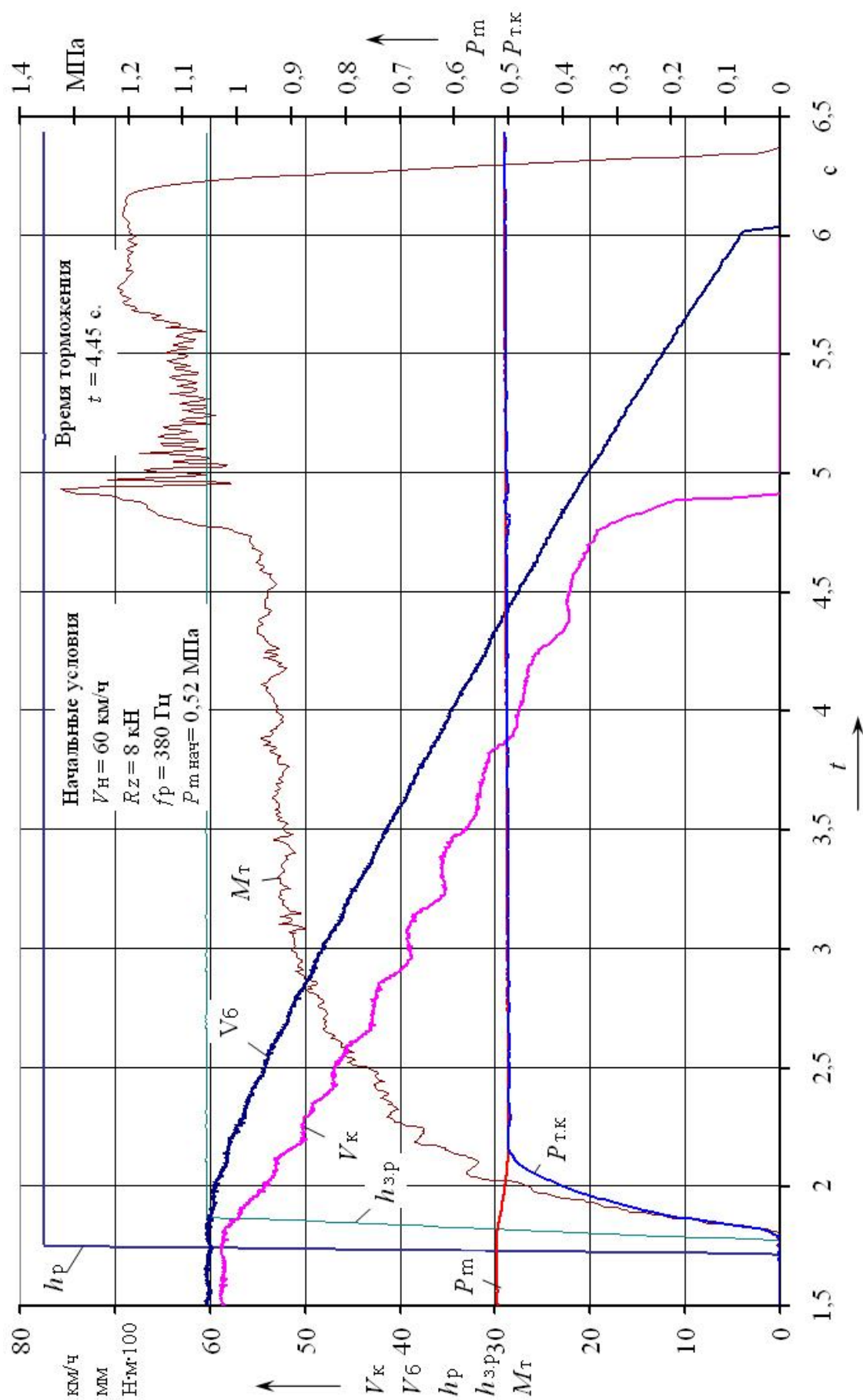


Рис. 8.14. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы без функции ABS при качении колеса с блокированием в интервале скоростей от 20 до 10 км/ч

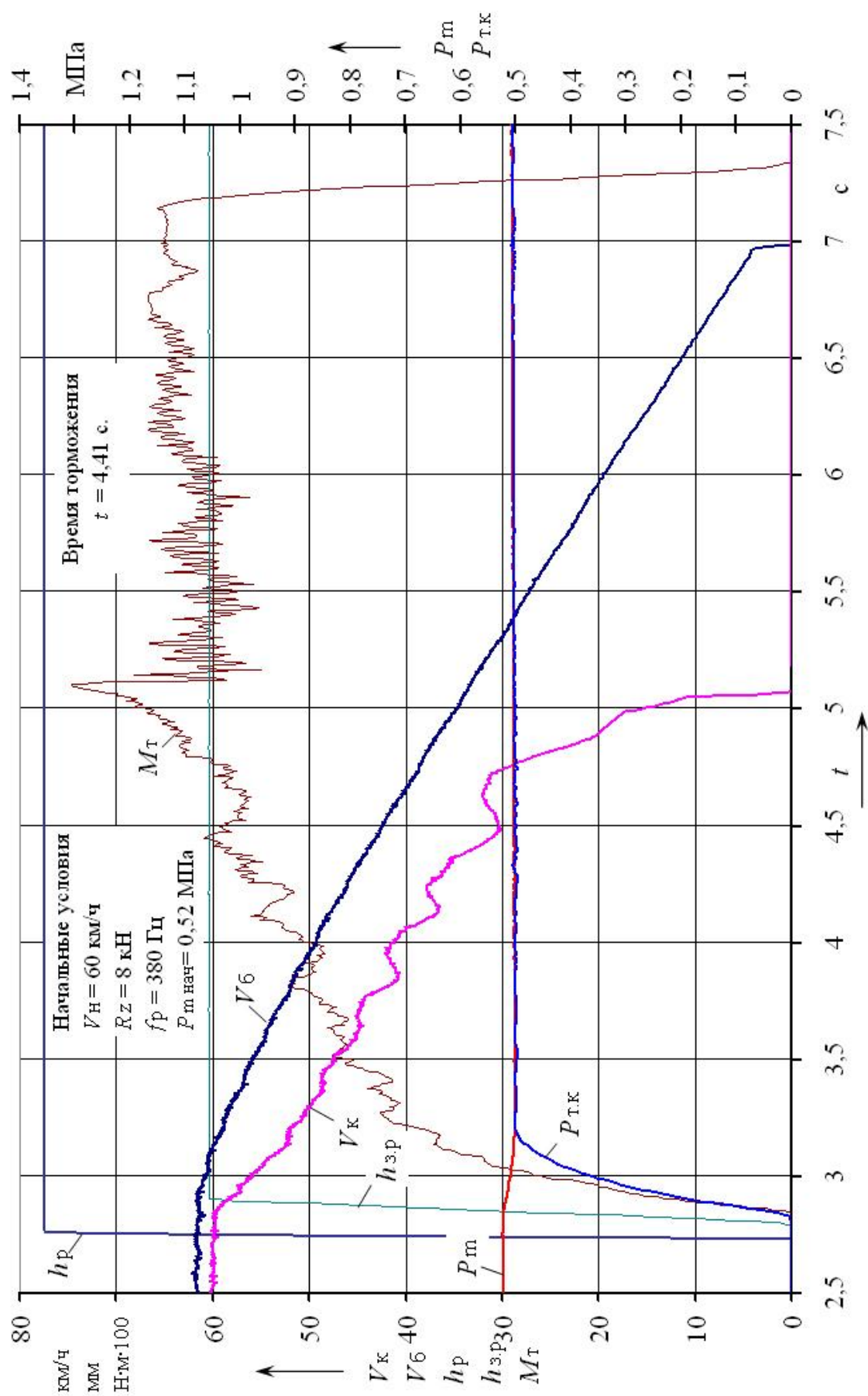


Рис. 8.15. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы без функции АБС при качении колеса с блокированием при скорости выше 20 км/ч

На втором этапе оценки эффективности, разработанной ЭПТС, производилось экстренное торможение колеса в антиблокировочном режиме, также нагруженного и разгруженного колеса, по алгоритму с выбранными пороговыми величинами. Проведенные экспериментальные исследования, осциллограммы (см. рис. 8.16 и 8.17) показали, что введение в алгоритм прекращения процесса регулирования при скорости ниже 15 км/ч позволяет повысить эффективность торможения, однако при маленькой нагрузке на колесо (рис. 8.16) наблюдается резкое падение тормозного момента и эффективности, поэтому дальнейшим направлением в совершенствовании предложенного алгоритма должно быть изменение порогового значения при изменении скорости колеса. Также следует отметить, что количество циклов срабатывания модулятора значительно отличается: 11 – при маленькой нагрузке (рис. 8.16) и 5 соответственно при большой (рис. 8.17). Это означает, что при маленькой нагрузке колесо быстрее стремится заблокироваться, порог на растормаживание приходит быстрее и система срабатывает чаще. Поэтому при маленькой нагрузке на колесо давление в тормозной камере не успевает достигать максимального значения, кроме первых и последних циклов. На третьем этапе экспериментальных исследований производился расчет эффективности по соответствующей методике [3, 16].

Критерием оценки эффективности является коэффициент использования силы сцепления ε , который можно определить по зависимости (1.3) и методике, описанной в разделе 2.2.3.

Необходимые значения времен были получены из осциллограмм, а результаты сведены в табл. 8.3. В результате проведенных расчетов оказалось, что при разной нагрузке на колесо эффективность работы разработанного контура ЭПТС остаётся постоянной и удовлетворяет требованиям Правил №13 ЕЭК ООН [3, 16].

Таблица 8.3

**Результаты расчетов оценки эффективности
торможения разработанного контура ЭПТС**

Нагрузка на колесо, кН	Время торможения, с		Расчетные параметры				
	на грани блокирования	в режиме АБС	$t_{Z_{AL}}$, с	Z_{AL}	$t_{Z_{max}}$, с	Z_{max}	ε
8	4,45	4,87	2,61	0,325	1,42	0,399	0,815
27	4	4,14	2,09	0,406	1,14	0,496	0,818

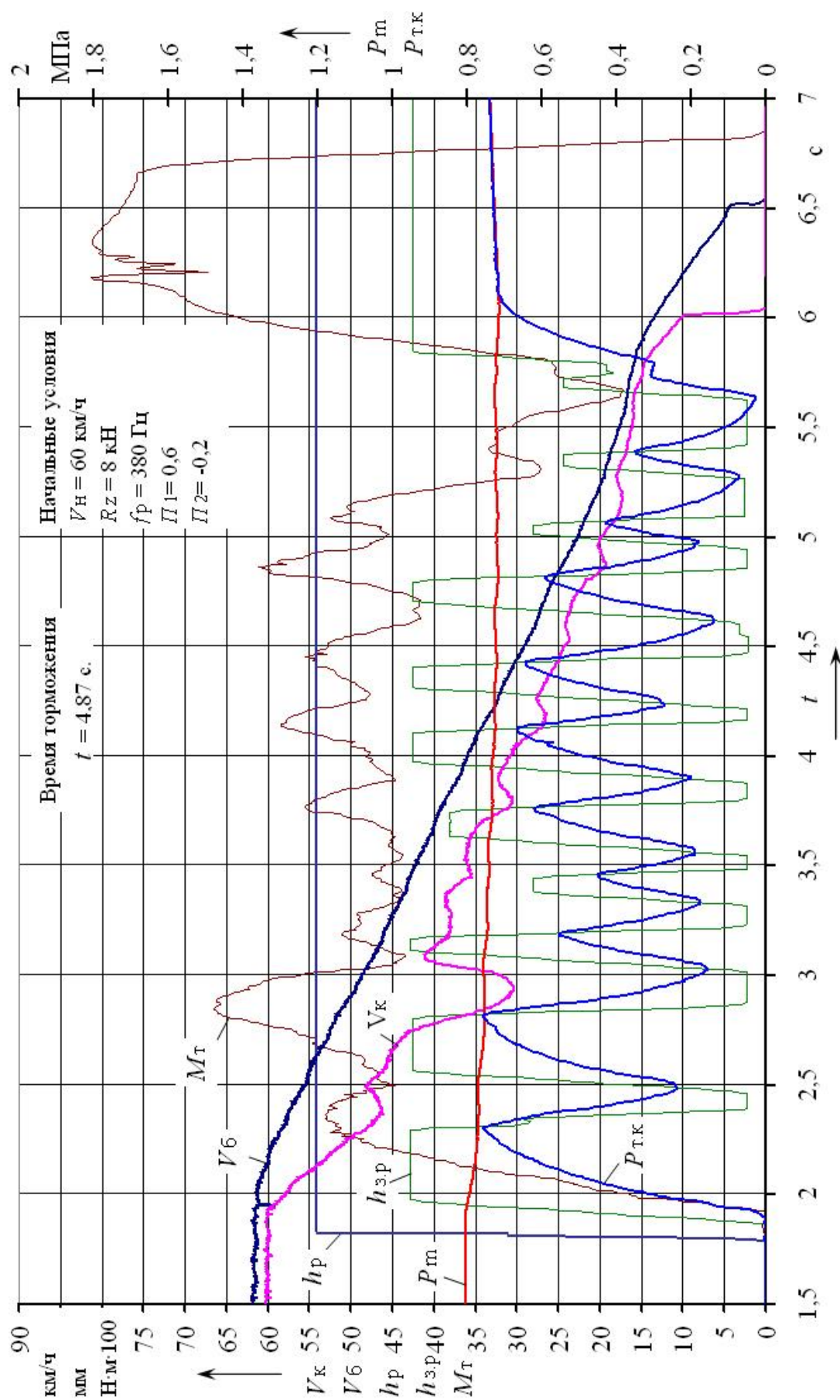


Рис. 8.16. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы с функцией АБС при нагрузке на колесо 8 кН

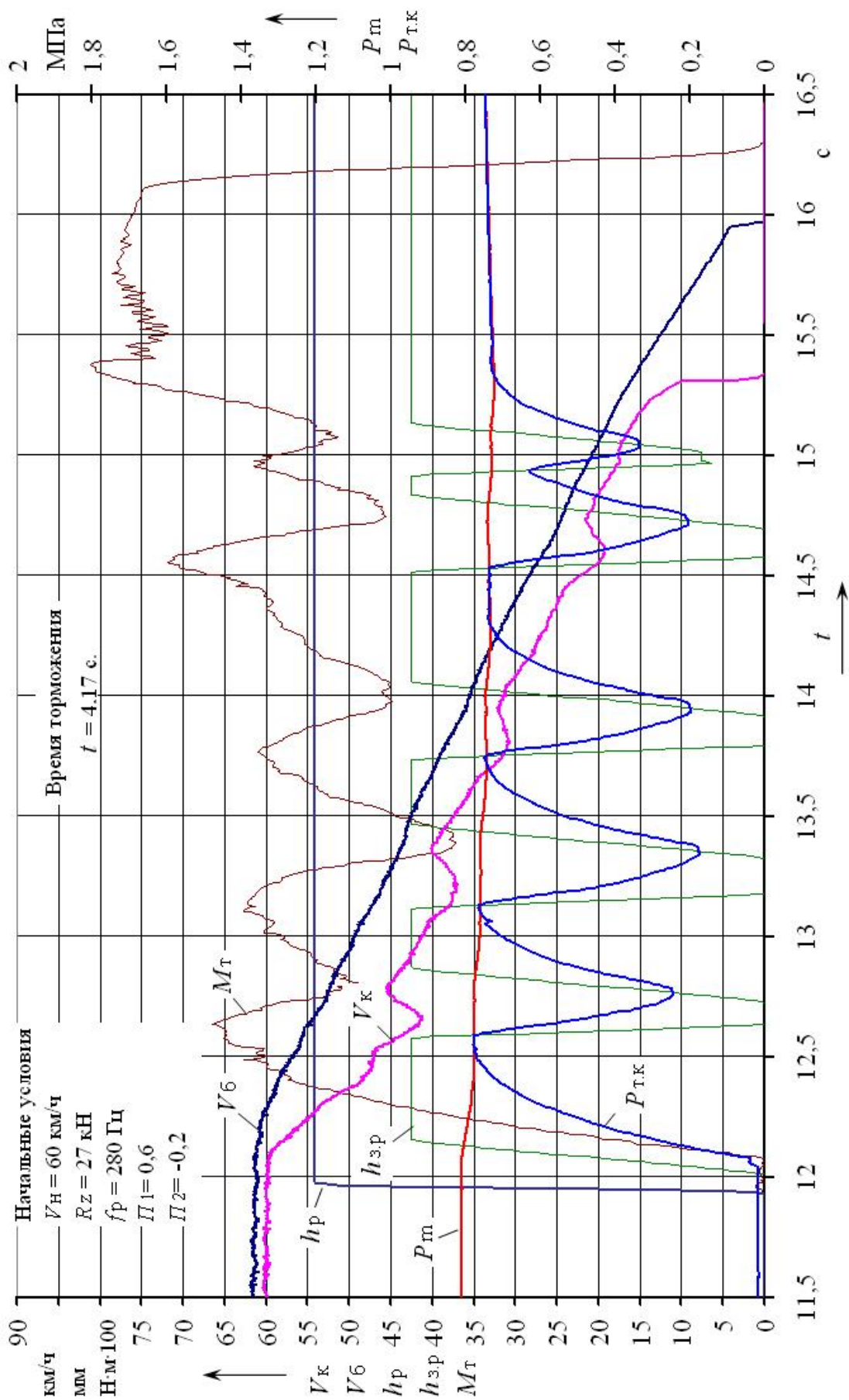


Рис. 8.17. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электропневматической тормозной системы с функцией АБС при нагрузке на колесо 27 кН

8.2.4 Влияние перераспределения нагрузки на процесс качения колеса при экстренном торможении

Как известно при торможении происходит перераспределение веса транспортного средства, передние колеса догружаются, задние разгружаются. Поэтому, для оценки возможности использования одинакового алгоритма и контура ЭПТС, как переднего, так и заднего колеса, необходимо симитировать экстренное торможение при перераспределении веса. Однако, в стендовых условиях подобное реализовать весьма затруднительно, в связи с этим обстоятельством были проведены два эксперимента при разгрузке колеса – имитация заднего колеса, и при нагружении колеса – имитация переднего колеса транспортного средства. Причем в процессе экспериментов, при нагружении колеса, усилие на колесо повышалось от минимального значения 8 кН до максимального 27 кН и при разгрузке колеса в противоположном направлении – от 27 кН до 8 кН.

Для контроля величины нагрузки на колесо испытательный стенд был доработан датчиком давления в пневмоцилиндрах 15 (см. рис. 8.1), который записывал значения давления в нагрузочной части стенда для определения величины нагрузки. В данном случае был использован датчик давления *Freescale Semicon-ductor* серии *MPX 5999D* [193].

Проведенные экспериментальные исследования, осциллограммы на рис. 8.18 и 8.19 показали, что алгоритм и разработанный контур ЭПТС с пропорциональным модулятором обеспечивают безблокировочное качение колеса. При этом сохраняются характерные особенности протекания процессов, как в приводе, так и тормозного момента, а именно:

- на осциллограмме (рис. 8.18) можно заметить, что в начале торможения поведения момента и давления в тормозной камере идентичны осциллограмме (см. рис. 8.16) (частота срабатываний модулятора и практически постоянный тормозной момент), и при увеличении нагрузки на колесо процессы начинают протекать идентично осциллограмме (рис. 8.17) (снижение частоты срабатывания модулятора и большие колебания тормозного момента);

- на осциллограмме (см. рис. 8.19), ситуация подобная, и также как на осциллограмме (см. рис. 8.16) наблюдается резкое падение тормозного момента, что привело к снижению эффективности на 6 % по сравнению с торможением при увеличении нагрузки (см. рис. 8.19).

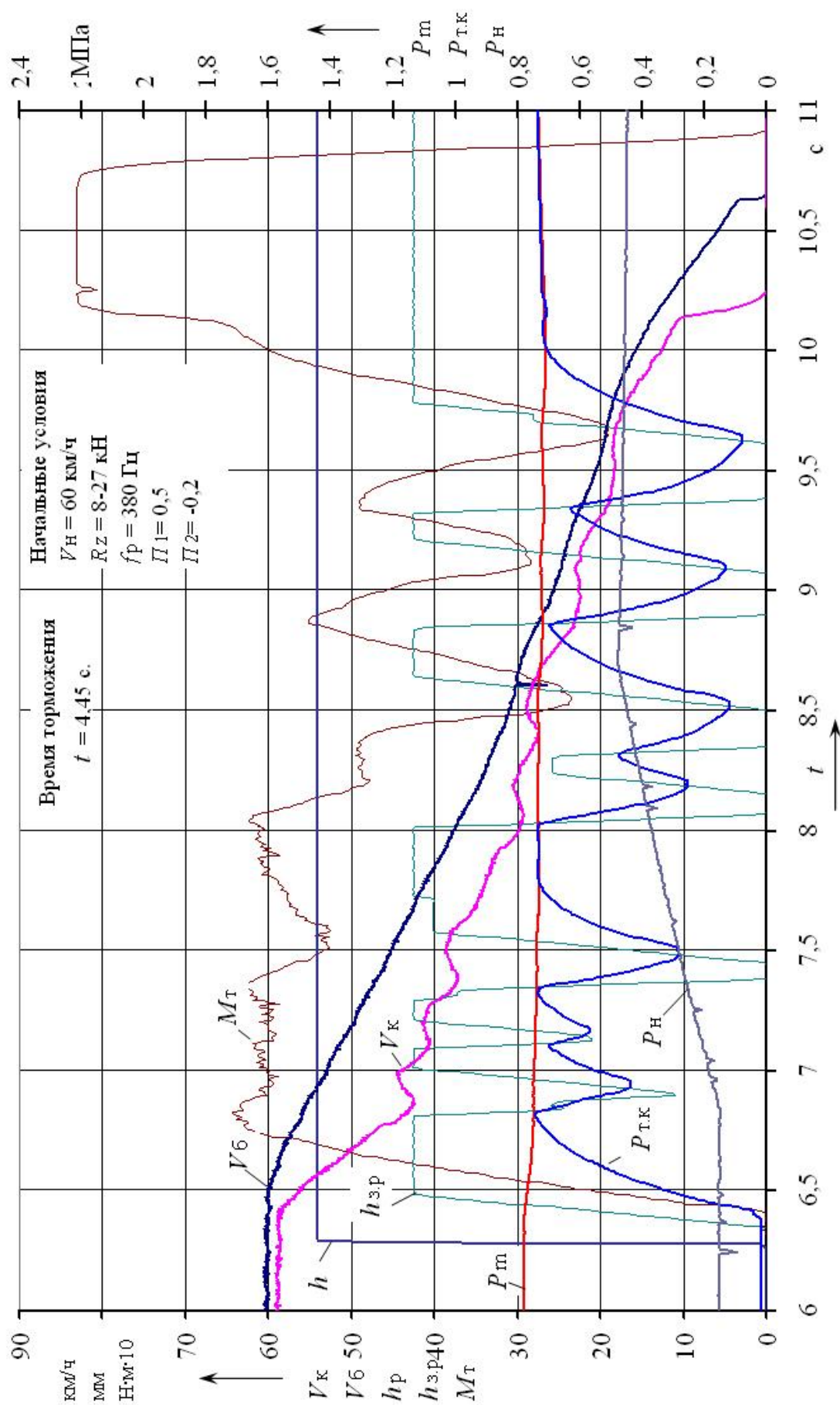


Рис. 8.18. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электронно-пневматической тормозной системы с функцией ABS при нарастании нагрузки на колесо от 8 до 27 кН

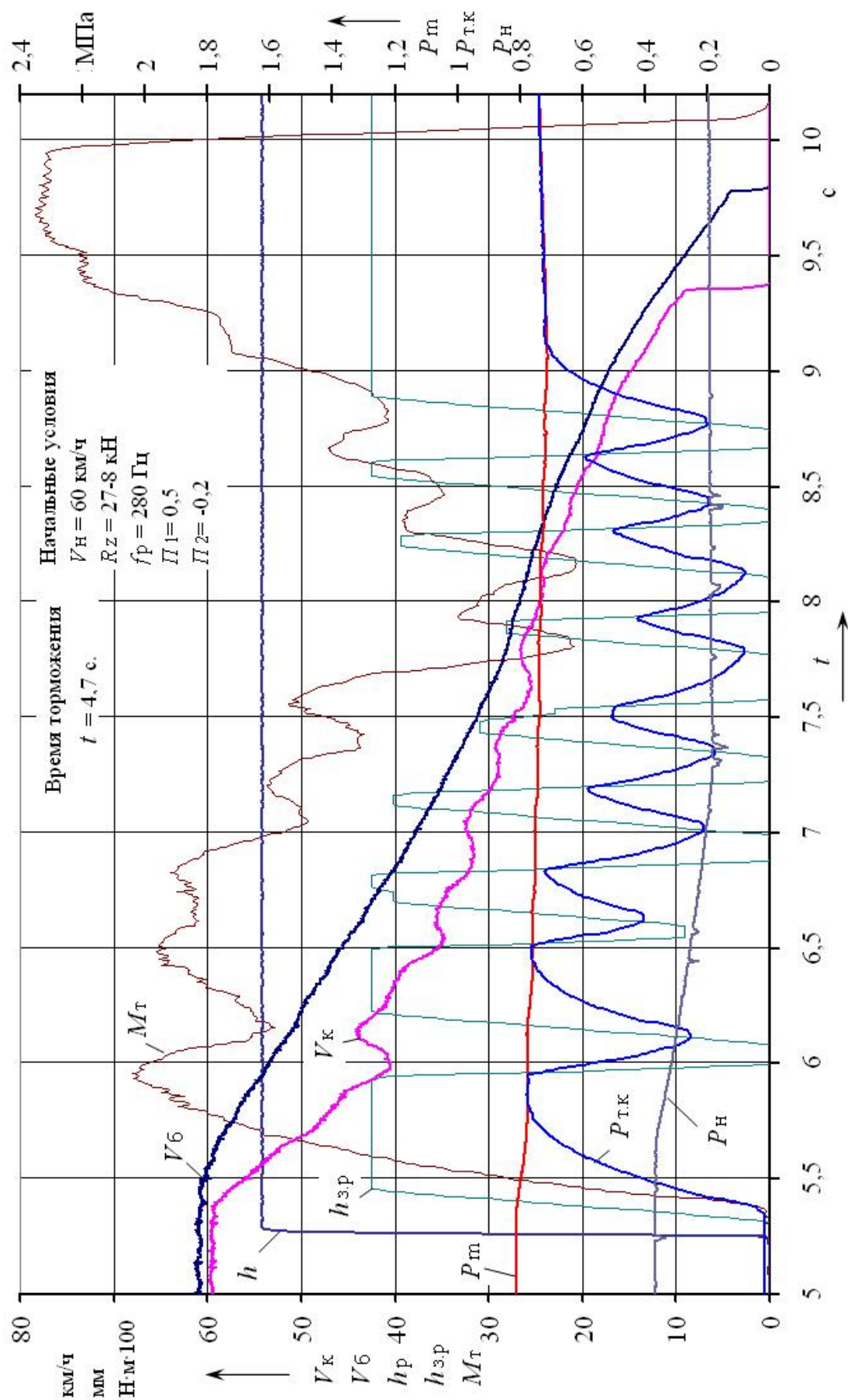


Рис. 8.19. Характерная осциллограмма переходного процесса в контуре рабочей электропневматической тормозной системы с функцией ABS при снижении нагрузки на колесо от 27 до 8 км/ч

Предложенная конструкция ЭПТС с пропорциональными модуляторами, даже при простом двухфазном алгоритме с прерыванием рабочего цикла, с одинаковыми порогами способна обеспечить безблокировочное качение колеса с достаточно высокой эффективностью. И поэтому возможно использовать одинаковые модуляторы и алгоритм, как для передней, так и для задней оси транспортного средства.

Литература

1. Regulation №13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking: on condition 30.09.2010 – Official Journal of the European Union – UN/ECE, 2010. – 257p.
2. Угода про прийняття єдиних технічних приписів для колісних транспортних засобів, предметів обладнання та частин, які можуть бути встановлені та/або використані на колісних транспортних засобах, і про умови взаємного визнання офіційних затверджень, виданих на основі цих приписів, підписаною 20 березня 1958 року в м. Женева, з поправками 1995 року, приєднання до якої здійснено згідно з Законом України від 10.02.2000 р. №1448–III (Женевська Угода 1958 року).
3. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії М, N і О стосовно гальмування. (Правила ЄЕК ООН №13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 – [Чинний від 25.12.2002]. – К.: Державтотранс НДІпроект, 2002. – 324 с. – (Національний стандарт України).
4. Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств. Технические требования: ГОСТ 4364-81. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 12 с. – (Заменен в Украине на ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 для транспортных средств, проектирование которых началось после 01.01.2003 г.).
5. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования: ГОСТ 22895-77*. – М.: Изд-во стандартов, 19 – 20 с. – (Заменен в Украине на ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 для транспортных средств, проектирование которых началось после 01.01.2003 г.).
6. Камеры тормозные пневматических приводов к тормозам автотранспортных средств. Основные типы, параметры и размеры.: ОСТ 37.001.228 – 80. — М.: Минавтопром, 1980. — 32 с.

7. Тормозные свойства транспортных средств. Методы испытаний.: ОСТ 37.001.067-86. — М.: Минавтопром, 1986. — 62 с.
8. Автотранспортні засоби. Гальмівні системи. Терміни та визначення.: ДСТУ 2919-94. — [Чинний від 01.01.1996]. — К.: Державтотранс НДІпроект, 1995. — 26 с. — (Національний стандарт України).
9. Засоби транспортні дорожні. Типи. Терміни та визначення.: ДСТУ 2984-95. — [Чинний від 01.01.1996]. — К.: Державтотранс НДІпроект, 1995. — 22 с. — (Національний стандарт України).
10. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю.: ДСТУ 3649-97. — [Чинний від 01.01.1999]. — К.: Державтотранс НДІпроект, 1997. — 46 с. — (Національний стандарт України).
11. Компании WABCO Vehicle Control Systems (NYSE: WBC). [Электронный ресурс]: Официальный сайт, 2010 г. — Режим доступа к сайту:
http://www.wabco-auto.com/nc/ru/domashnjaja_stranica_wabco.
12. Компания Haldex. [Электронный ресурс]: Официальный сайт, 2010 г. Режим доступа к сайту.:
<http://www.haldex.com/en/GLOBAL/About-Haldex/Fact-Facts/>.
13. Коммерческая группа Bendix Commercial Vehicle Systems. [Электронный ресурс]: Официальный сайт, 2010 г. — Режим доступа к сайту.:
<http://www.bendix.com/en/index.jsp>.
14. Концерн Knorr-Bremse AG. [Электронный ресурс]: Официальный сайт, 2010 г. — Режим доступа к сайту.:
<http://www.knorr-bremsecvs.com/ru/index.jsp>.
15. Чередніченко Л. В. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку / Л.В. Чередніченко, Т.В. Юрченко, Л.А. Гринь. — К.: ДП «Державтотранс НДІпроект», 2005. — 275 с.
16. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения: Правила

ЕЭК ООН №13 (09). Пересмотр 5. – [Введён в действие с 2006-01-01]. – Минск: Госстандарт Беларуси, 2005. – 300 с. (Международный стандарт).

17. Иванов В.Г. Теоретические основы доэкстремального управления активной безопасностью при торможении автомобиля: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / Валентин Георгиевич Иванов. — Минск, 2005. — 377 с.
18. Леонтьев Д.Н. Системный подход к созданию автоматизированного тормозного управления транспортных средств категорий M_3 и N_3 : дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Дмитрий Николаевич Леонтьев. — Х., 2011. — 241 с.
19. Красюк А.Н. Совершенствование электронно-пневматической тормозной системы автотранспортных средств: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Александр Николаевич Красюк. — Х., 2011. — 188 с.
20. Чебан А.А. Повышение эффективности антиблокировочной системы для транспортных средств категорий M_3 и N_3 : дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Андрей Анатольевич Чебан. — Х., 2011. — 188 с.
21. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд // — М.: Транспорт, 1978. — 152с. Ил.табл.
22. Аналіз алгоритмів регулювання гальмівних сил регуляторів з електронним керуванням / [В.І. Клименко, Д.М. Леонтьев, С.Й. Ломака и др.] // — Вісник Житомирського державного технологічного університету, 2006. – Вип. №IV (39). — С.26 – 34.
23. Нефедьев Я.Н. Комплексная система активной безопасности АТС /Яков Николаевич Нефедьев. — Автомобильная промышленность, 2004. — Вып.№2. — С.12-14.
24. Мурашко П. Аббревиатуры активные и безопасные / Павел Мурашко // — Журнал АБС, 2003. — Вып.№6. — С.20-21.
25. Тормозная система (ABS, ESP, SBC, Brake Assist) / Автомобильный Интернет-журнал «Автобигинер.ру» - 2006.

Режим доступа к журналу:
<http://www.avtobeginner.ru/arts/29/>.

26. Тормозя – тормози с АБС / Интернет журнал «Популярная механика» - 2006. Режим доступа к сайту
<http://www.popmech.ru/article/4162-tormozya-tormozi-33/>.
27. Информационный бюллетень NISSAN Almera. — 2009. — 16 с.
28. Скоробогатый Д. Автоколейдоскоп / Динис Скоробогатый. — Журнал АБС, 2003. — Вып.№5. — С.15-16.
29. Дорожные испытания антиблокировочных систем в пневматическом тормозном приводе / [С.И. Ломака, А.А. Чебан, А.Н. Красюк, Д.О. Новик]// Вісник Східноукраїнського національного університету ім.. В. Даля. — Луганськ, 2009. — Вып.№11(141). — С.77-83.
30. Певзнер Л.Д. Теория систем управления. / Леонид Данилович Певзнер //. — М.: Изд.МГТУ, 2002. — 472 с.
31. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения. Собрание сочинений т.2. — М.-Л.: Изд. АН СССР, 1956. — 384 с.
32. Мельников А.А. Теория автоматического управления техническими объектами автомобилей и тракторов: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Аркадий Алексеевич Мельников. — М.: Издательский центр „Академия“, 2003. — 280 с.
33. Ломака С.И. Автоматизация процесса торможения автомобиля: учебн. пособ. [для студентов специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»] / С.И. Ломака, Н.Н. Алекса, Е.М. Гецович. — Киев УМК ВО, 1988. — 88 с.
34. Теория автоматического управления: Учебно-методическое пособие: / [А.Г. Гурко, И.Ф. Еременко, В.С. Кортнева, А.В. Байдакова, А.Б. Биньковская]. Учебно-методическое пособие. — Харьков: ХНАДУ, 2009. — 216 с.

35. Метлюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко //. — М.: Машиностроение, 1980. — 231 с.
36. Wong J.Y. Теория наземных транспортных средств: [пер. с английского А.И.Аксенова] /Дж. Вонг. — М.: Машиностроение, 1982. — 284 pp.
37. Попов А.И. Разработка и исследование электропневматического тормозного привода автопоезда: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / А.И.Попов. — 1988. — 289 с.
38. Михалевич М.Г. Вдосконалення електропневматичних апаратів гальмівного приводу автотransпортних засобів: автореф. дис. на здобуття наукового ступеню канд..техн.наук: спец. 05.22.02 / Микола Григорович Михалевич. — Харків, 2009. — 22 pp.
39. Автушко В.П. Исследование динамики пневматических элементов тормозного привода автомобилей / В.П. Автушко, Н.Ф. Метлюк // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. — М., 1975. — Вып.№3 — С.5-12.
40. Богомолов В.А. Создание и исследование систем управления торможением автотранспортных средств: дис. ... докт. техн. наук: 05.22.02. / Виктор Александрович Богомолов. — Х., 2001. — 555 с.
41. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. / [А.Н. Туренко, В.И. Клименко, В.А. Богомолов, В.И. Кирчатый] //. — Харьков: Издательство ХГАДТУ, 2000. — 472 с.
42. Математическое моделирование динамического процесса наполнения типовых звеньев пневматического привода автотранспортных средств / [А.Н. Туренко, В.А. Богомолов , В.И. Клименко , А.В. Крамской] // Автошляховик Україна. — Київ, 2004. — Вип.№5. — С.34-59.
43. Герц Е.В. Расчет пневмопривода. / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин //. — М.: Машиностроение, 1975. — 272 с.

44. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. /Елена Владимировна Герц. — М.: Машиностроение, 1985. — 256 с.
45. Гликман Б.Ф. Нестационарные течения в пневматически цепях. / Б.Ф. Гликман //. — М.: Машиностроение, 1979. — 256 с.
46. Дольберг В.И. Повышение эффективности пневматического тормозного привода автотранспортных средств в аварийных и экстренных режимах торможения: дис. ... канд. техн. Наук: 05.05.03 / В.И.Дольберг. — Харьков, 1995. — 229 с.
47. Крамской А.В. Совершенствование методов расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода автотранспортных средств: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Александр Владимирович Крамской. — Харьков, 2006. — 253 с.
48. Любушкин В.В. Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов / В.В. Любушкин, В.Г. Розанов //. — М.: НАМИ, 1960. — 130 с.
49. Годунов С.К. Разностные схемы (введение в теорию): / С.К. Годунов, В.С. Рябенский // Учеб. Пособие, Главная редакция физико-математической литературы изд-ва „Наука“. — М., 1973. — 400 с.
50. Ершов С.В. Квазимонотонная ЕНО-схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса / С.В. Ершов //. — Математическое моделирование, 1994. — Вып.№11., Т.6, — С.63-75.
51. Жестков В.В. Определение параметров неустановившихся процессов в трубопроводе пневматического тормозного привода. / В.В. Жестков //. — М.: Известие ВУЗов, Машиностроение, 1981. — Вып.№5. — С.89-92.
52. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. / Л. Прандтль //. — Ижевск: НИЦ „Регулярная и хаотическая динамика“, 2000. — 576 с.
53. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик //. — М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.

54. Курбатов А.В. Расчет динамических характеристик тормозных кранов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 /Александр Владимирович Курбатов. — М., 1982. — 155 с.
55. Метлюк М.Ф. Автоматическое регулирование тормозных сил автомобиля. / Николай Федорович Метлюк //. — Автомобильная промышленность, 1970. — Вып.№7 — С.7-9.
56. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: Монография / Александр Александрович Ревин // ВолгГТУ. — Волгоград, 2002. — 372 с.
57. Пат. 6553304 США, МКИ В60Т 7/70. Anti – lock brake control method having adaptive initial brake pressure reduction: Пат. 6553304 США, МКИ В60Т 7/70 A.J. Walenty, K.G. Leppek, D.A. Thatcher (США) General Motors Corporation. №882795; Заявл. 18.06.2001; Оpubл. 22.04.2003, НКИ 701/71. — 9 с.
58. Пат. 5288139 США, МКИ В60Т 13/68. Electropneumatic braking system: Пат. 5288139 США, МКИ В60Т 13/68 N.J. Morristown (США); Allied-Signal Inc. - №894386; Заявл. 05.01.1992; Оpubл. 22.02.1994, НКИ 303/15. — 9 с.
59. Mark Denny The dynamics of antilock brake systems / Mark Denny // European Journal of Physics. – 2005. – Vol.26, №6.- P.1007 - 1016.
60. Пат. 6050655 США, МКИ В60Т 8/70. Antiskid brake controller: Пат.6050655 США, МКИ В60Т 8/70 Y. Naito, Ch. Fujimoto (Япония); Mitsubishi Denki Kabushiki Kaisha. - №969547; Заявл. 13.11.1997; Оpubл. 18.04.2000, НКИ 303/173. — 21 с.
61. Пат. 5288139 США, МКИ В60Т 013/68. Electropneumatic braking system: Пат. 5288139 США, МКИ В60Т 013/68 W.A. Singleton, R.D. Burns (США); Allied-Signal Inc. — №894386; Заявл. 05.06.92; Оpubл.22.02.94, НКИ 303/15. – 9 с.
62. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В.Г. Розанов. — М.: Машиностроение, 1964. — 244 с.

63. Ахметшин А.М. АБС для грузовых автомобилей ЗиЛ / А.М. Ахметшин // Автомобильная промышленность. — 1995. — Вып.№3. — С.38-39.
64. Гуревич Л.В. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств: Устройство и эксплуатация / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд //. — М.: Транспорт, 1988. — 224 с.
65. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: учебн. [для студ. автотранспортных техникумов] / Аркадий Иванович Гришкевич. — [2-е изд.]. — Минск: „Вышейшая школа“, 1986. — 208 с.
66. Ключкин Г.Г. и др. Электронная тормозная система Кнорр-Бремзе – шаг к новому уровню активной безопасности грузового автотранспорта. / Г.Г. Ключкин // Грузовик. — 2002. — Вып.№9 — С.43-45.
67. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / Андрей Сергеевич Литвинов //. — М.: „Машиностроение“, 1971. — 416 с.
68. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля/ Певзнер Я.М. — М.: „Машгиз“, 1947. — 155 с.
69. Пчелин И.К. Динамика процесса торможения автомобиля: дис. на соискание науч. степени доктора техн.наук: спец. 05.05.03 / Игорь Константинович Пчелин. — М., 1984. — 436 с.
70. Пат. 6033042 США, МКИ В60Т 13/66. Vehicle brake system with powertrain dynamic braking: Пат. 6033042 США, МКИ В60Т 13/66 D.Klemen (США); General Motors Corporation. - №034429; Заявл. 03.03.1998; Опубл. 07.03.2000, НКИ 303/152. — 5 с.
71. Ирсалиев А.О. Исследование тормозных свойств седельного автопоезда, оборудованного антиблокировочной системой (АБС): автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / А.О.Ирсалиев. — М., 1981. — 18 с.
72. Лигай В.В. Исследование устойчивости и эффективности торможения автомобиля с антиблокировочной тормозной систе-

мой (АБС): автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / В.В. Лигай. — М., 1979. — 18 с.

73. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков // — М.: Машгиз, 1950. — 60 с.
74. Подригало М.А. Динамика автомобиля / [М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко и др.]. — Харьков: ХНАДУ, 2008. — 452 с.
75. Pacejka, H.B., Besselink, I.J.M. Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. — Lisse: Swets & Zeitlinger B.V., 1997. — P. 234 – 249.
76. Burckhardt M. Erfahrungen bei der Konzeption und Entwicklung des Mercedes-Benz / Bosch – Anti-Blockier-Systems (ABS) // Automobiltechnische Zeitschrift. — 1979. — Bd. 81. — Vol. 5. — P. 201–208.
77. Методи розрахунку коефіцієнту зчеплення, що реалізується при коченні колеса в гальмівному режимі / [Д.М. Леонтьев, Л.О. Рыжих, О.В. Бикадоров и др.] // — Автомобільний транспорт: науковий журнал., 2010. — Вип. №27. — С.7-12.
78. Ракляр А.М. Исследование $f - S$ диаграмм дорог автополигона: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Арон Михайлович Ракляр. — Москва, 1978. — 24 с.
79. Системы автоматического регулирования и практическая реализация алгоритма управления их исполнительными механизмами / [Д.Н. Леонтьев, Л.А. Рыжих, С.И. Ломака и др.] // Вестник национального технического университета „ХПИ“, сборник научных трудов. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. — Харьков: НТУ „ХПИ“, 2009 — Вып. №47 — С.9-18.
80. Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: учебн. [для сту. высш. учебн. зав.]/ В.К. Вахламов / 2-е издание. — М.: Издательский центр „Академия“, 2006. — 240 с.
81. Иларионов В.А. Теория автомобиля / В.А. Иларионов, М.М. Морин, А.М. Шейнин // — М.: „Автотрансиздат“, 1960. — 192 с.

82. Работа автомобильной шины / [В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др.]; под ред. В.И. Кнороза. — М.: „Транспорт“, 1979. — 238 с.
83. Исследование качения автомобильного колеса с максимальной эффективностью в тормозном режиме / [Д.М. Леонтьев, А.М. Туренко, С.И. Ломака, Л.О. Рижих, О.В. Бикадоров] // — Автомобильный транспорт: науковий журнал., 2011. — Вип. №29. — С.23-28.
84. Burckhardt M. Fahrwerktechnik: Radschlupf–Regelsysteme.— Wurzburg: Vol.1.— 1993.— 432p.
85. Burckhardt M., Glasner von Ostenwall E.—С., Krohn H. Moglichkeiten und Grenzen von Antyblockiersystemen // Automobiltechnische Zeitschrift. — 1975. — Bd.77.— Vol.1.— P. 13–18.
86. Carlos Canudas-de-Wit Dynamic Friction Models for Road/TireLongitudinal Interaction / Carlos Canudas-de-Wit, Panagiotis Tsiotras, Efsthios Velenis, Michel Basset and Gerard Gissinger // Vehicle System Dynamics. - 2002.Vol. 39(3) P.189-226.
87. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств учебн. пособ. [для студентов специальности „Автомобили и автомобильное хозяйство“] / А.С.Литвинов, Я.Е.Фароби. — М.: „Машиностроение“, 1989. — 240 с.
88. Ломака С.И. Исследование влияния противоблокировочных устройств на процесс торможения автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Степан Иосифович Ломака. — Х., 1965. — 287 с.
89. Алекса Н.Н. Исследование влияния основных параметров модулятора давления в пневмоприводе тормозов на эффективность торможения автомобиля с противоблокировочным устройством: дис. ... канд.техн.наук: 05.05.03 / Алекса Николай Николаевич. — Х., 1978. — 157 с.
90. Северин А.А. Совершенствование исполнительной части антиблокировочной системы автомобилей с пневматическим тормозным приводом: дис. на соискание уч. степени канд.техн.наук: спец. 05.05.03 / Северин Александр Александрович. — Харьков, 1985. — 217 с.

91. Кравец Ф.К. Обоснование параметров питающей части при работе пневматического тормозного привода большегрузных автомобилей и автопоездов в циклическом режиме: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Ф.К. Кравец. — Х., 1985. — 23 с.
92. Лиходей А.М. Исследование процесса торможения автомобиля при перераспределении тормозных моментов. автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.03. / А.М. Лиходей. — Харьков, 1966. — 24 с.
93. Мартинсон П.Н. Исследование динамики торможения трехосного автомобиля с антиблокировочной системой: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / П.Н. Мартинсон. — В., 1982. — 27 с.
94. Осепчугов В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементов расчета: учеб. [для студентов вузов по специальности „Автомобили и автомобильное хозяйство“.] / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. — М.: Машиностроение, 1989. — 304 с.
95. Первышин Н.Н. Разработка методики выбора схемы и параметров модуляторов противоблокировочных тормозных систем автомобилей особо большой грузоподъемности: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Н.Н. Первышин. — Харьков, 1985. — 21 с.
96. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Борис Семенович Фалькевич. — М.: „Машгиз“, 1963. — 240 с.
97. А.с. 852679 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Способ управления процессом торможения колеса транспортного средства / Е.М. Гецович, А.С. Федосов (СССР). — №2819388/27-11; Заявл. 24.09.79; Опубл. 07.08.81, Бюл. №29.
98. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Аркадий Константинович Фрумкин. — Москва, 1979. — 73 с.
99. Бартош П.Р. Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных при-

цепов: дис. канд.техн.наук: 05.05.03 / Петр Романович Бартош. — Минск, 1977. — 252 с.

100. Литке П.Е. Прогнозирование проектировании тормозной динамики системы пневмопривода прицепов-тяжеловозов при / В.В. Жестков, П.Е. Литке // — Автомобильная промышленность, 1983. — Вып.№5. — С.23-25. — 257 с.
101. Рыжих Л.А. Особенности рабочих процессов пневматического тормозного привода автомобилей при низких температурах: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. / Леонид Александрович Рыжих. — Харьков, 1987. — 219 с.
102. Гредескул А.Б. О распределении тормозных сил между осями автомобиля при торможении на уклоне // Труды конференции по теории и расчету автомобилей, работающих в горных условиях. — Тбилиси: Мецниереба., 1968. — С.56-62.
103. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей // Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А. Демьянюк и др.. / — Львов: „Вышейшая школа“, 1974. — 236 с.
104. Иванов С.Н. Аппроксимирующие зависимости для определения моментов инерции/ Иванов С.Н., Баженов П.И.// Автомобильная промышленность. — 1992. — Вып. №10 — С.19-20.
105. Ломака С.И. Влияние противоблокировочных устройств на эффективность торможения автомобиля. // Ломака Степан Иосифович /- Автомобильный транспорт. — К.: „Техника“, 1966. — Вып. №2 — С.80-93.
106. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанными гальмами та регулятором гальмівних сил: / [А.М. Туренко, В.О. Богомоллов, В.І. Клименко и др.]. — Храків: ХНАДУ, 2003. — 120 с.
107. Федосов А.С. Определение параметров плоской системы сил трения на фрикционных накладках дисковых тормозов / А.С. Федосов, А.А. Баранов // Автомобильная промышленность. — 1980. — Вып.№9. — С.11-14.

108. Мащенко А.Ф. «Тормозная система автомобиля» М.: / А.Ф. Мащенко // — М.: „Высшая школа“, 1972. — 51 с.
109. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. / Н.А. Бухарин // — М.: „Машгиз“, 1950. — 164 с.
110. Современные АБС и реализация их алгоритмов работы / [Л.А. Рыжих, В.И. Клименко, А.Н. Красюк, Д.Н. Леонтьев] // — Научный рецензируемый журнал Известия МГТУ „МАМИ“, Россия, 2009г. - Вып. №1(7). — 284 с.
111. Особенности конструкции пневматического модулятора АБС с электронным управлением / [А.Н. Туренко, С.И. Ломака, Л.А. Рыжих и др.]///. — Вестник ХНАДУ, 2007. №37. — С.39-43.
112. Бондаренко А.І. Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Анатолій Ігорович Бондаренко. — Харків, 2009. — 203 с.
113. Анализ датчиков угловой скорости колес автотранспортных средств / [Л.А. Рыжих, А.А. Чебан, С.В. Тишковец, А.Н. Красюк] // — Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов ХНАДУ., 2007. — Вып.№21. — С.7-12.
114. Деменков Н.П. Нечеткое управление в технических системах: Учебн. пособие. / Николай Петрович Деменков // — М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э. Баумана, 2005. — 200 с.
115. Лукас В.А. Теория управления техническими системами. Уч.курс для вузов – 3-е издание перераб. и дополн. / Вильмар Адольфович Лукас // — Екатеринбург Изд-во УГГГА, 2002. — 675 с.
116. Антонов В.Н. Адаптивное управление в технических системах: / В.Н. Антонов, В.А. Терехов, И.Ю. Тюкин//. — С.-Петербург:СПУ, 2001. — 244 с.
117. Eljev S. Адаптация датчиков вращения и проектирование импульсного кольца АБС. / KNORR-BREMSE Systems for Commercial Vehicles /. — KB-Moskau, 2005. — 7 с.

118. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов / [Л. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др.] // Под ред. Лецкого Э.К. — М.: Мир, 1987. — 522 с.
119. Щекин А.В. Априорное ранжирование факторов. / Андрей Владимирович Щекин // — Хабаровск: ХГТУ, 2004. — 12 с.
120. Егоршин А.А. Планирование и обработка многофакторных опытов: / А.А. Егоршин, Н.В. Лисовой // — Харьков, 2004. — 79 с.
121. Туренко А.Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. Монография. / Анатолий Николаевич Туренко. — Харьков: ХГАДТУ, 1997. — 353 с.
122. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / [А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко и др.]. — Харьков: Издательство ХНАДУ, 2002. — 400 с.
123. Фрумкин А.К. Электропневматический привод тормозной системы / А.К. Фрумкин, Я.Е. Фаробин, А.И. Попов, А.Н. Солнцев // — Автомобильная промышленность, 1986. — Вып.№12 — С.23-24.
124. Попов А.И. Автомобильные тормозные приводы с использованием электрической энергии / А.И. Попов, Л.В. Гуревич. — М., 1985. — 38 с.
125. Попов А.И. Автомобильные тормозные электроприводы / А.И. Попов, Л.В. Гуревич // — Автомобильная промышленность, 1986. — Вып.№8 — С.18-22.
126. Попов А.И., Оценка характеристик электропневматического тормозного привода / А.И. Попов, В.В. Нужный // Пути совершенствования автомобиля и его агрегатов // — Моск. автомоб. — дор. ин-т. —М., 1988. — С.35-40.
127. Оржевский И.С. Особенности гидропривода тормозных систем современных легковых автомобилей / И.С. Оржевский, И.В. Тумасянц//. — М.: НИИНавтопром, 1981. — 46 с.

128. Ходырев С. Я. Разработка и исследование механического противоблокировочного устройства для автомобильных и тракторных тормозных систем с пневматическим приводом. Автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03/ Сергей Яковлевич Ходырев. — Харьков, 1985. — 26 с.
129. Kroemer Ebergard. Pedal Operation by the Seated Operator // SAE paper. — 1972. №720004. — S.1-10.
130. Geupel Helmut und Reicel Max. Auslegung der Betätigungseinrichtung für Bremsen von Personenwagen // ATZ. — 1977. — №7/8. — S.291-294.
131. Geupel Helmut. Bremsanlage der neuen groben BMW-Wagen. Bauweise 7 //ATZ. — 1977. — №11. — S.499-504.
132. Segel L. Mortimer R. Driver Braking Performance as a Function of Pedal – Force and Pedal Displacement Ferrells. Paper of International Automobile safety Conference, May-June 1970, Bruxelles and Detroit, New York // SAE paper. — 1970. — 1319 pp.
133. Mortimer G. Rudolf. Some Brakes are Too Sensitive According to Performance Tests // Automotive Engineering. — 1971, May. — S. 31 – 35.
134. Fazekas G.A. Brake torque //Automobile Engineer. — 1951 – №5. — S.185–191.
135. Достаточно общая теория управления. Постановочные материалы учебного курса факультета прикладной математики — процессов управления Санкт-Петербургского государственного университета (1997 — 2003 гг.). — Санкт-Петербург, 2003. — 419 с.
136. EBS тормозные системы с электронным управлением. Описание системы и ее функционирования. 2-я редакция, [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) –2007 edition 28с. – Электрон. текстовые данные. WABCO 2007. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

137. Systems And Components In Commercial Vehicles. [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) –2003 edition 28с. – Электрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.
138. EBS – Electronically Controlled Breaking System in the city bus CITARO /CITO. System and Functional description. Edition 1 [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) –2003 edition 28с. – Электрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.
139. Information for commercial vehicles products. Products catalogue, [Электрон. текстовые данные]. KNORR-BREMSE 2004. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана. - 352 с.
140. Клименко В. И. Экспериментальные исследования динамики электропневматического тормозного привода / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Чебан, А.Н. Красюк // Автомобильный транспорт. [сб. науч. Трудов]. – Харьков, 2005. – №16. – С. 156-158.
141. Пат. 4861115 США, МКИ В60Т 8/38 НКИ 303/15. Electrically-controlled motor vehicle brake system/ Т. Erwin Petersen (Германия); заявитель и патентообладатель WABCO Westinghouse (Германия). - №261792; Заявл. 24.10.1988; Оpubл. 29.08.1989.
142. Пат. 6206481 США, МПК В60Т 8/50 НКИ 303/7. Trailer control valve for a compressed air brake system for motor vehicles / Olaf Kaisers, Eberhard Schaffert (Германия); заявитель и патентообладатель Knorr-Bremse (Германия). - № 09/142.477; заявл. 11.12.1996; опубл. 12.09.1997.
143. Пат. 6386649 США, МПК В60Т 8/34 НКИ 303/119.2. Two solenoid pressure modulated relay valve with integral quick release function for ABS / Charles E. Ross (США); заявитель и патентообладатель

AlliedSignal Truck brake systems (США). - №09/410,519; опубл. 14.05.2002.

144. Пат. 6588856 США, МПК В60Т 8/34 НКИ 303/119.2. Modulator relay valve assembly and method / Robert J. Herbst, Gregory R. Ashley, George S. Wagner (США); заявитель и патентообладатель Benbix Commercial Vehicle Systems LLC (США). - № 09/924,187; опубл. 08.07.2003.
145. Пат. 4773447 США, МПК F16К 11/10 НКИ 137/627.5. Electromagnetic valve / Asaji Imanaka, Mitsuhiro Ikeda (Япония); заявитель и патентообладатель Nippon Air brake Co., Ltd., (Япония). - №66,900; Опубл. 27.09.1988.
146. Пат. 2001/003305 США, МПК В60Т 13/00 НКИ 303/20. Braking pressure modulator for an electronic braking system / заявитель и патентообладатель Dieter Frank, Gerdt Schreiber, Peter Hohmann, Armin Sieker, Andreas Kranz, Harimut Schappler, Hans-Klaus Wollf, Dirk Meier (Германия);. - №09/792,429; опубл. 25.10.2001.
147. Пат. 2007/0236080 США, МПК В60Т 8/32 НКИ 303/119.2. Brake-pressure modulator pilot unit / заявитель и патентообладатель Dieter Frank, Juan Rovira-Rifaterra, Armin Sieker, Andreas Taichmann (Германия);. - №11/658,066; опубл. 11.10.2007.
148. Пат. 6325468 США, МПК В60Т 8/64 НКИ 303/18. EBS modulator with direct exhaust capability / заявитель и патентообладатель Thanh ho, Robert J. Herbst (США). - №09/165,470; заявл. 02.10.1998; опубл. 4.12.2001.
149. Пат. 2314217 Российская федерация, МПК В60Т 8/36. Модулятор электронной тормозной системы / Туренко А.Н., Ломака С.И., 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. – 7с.
150. Пат. 5154203 США, МПК В60Т 15/02 НКИ 137/116.3. Proportional modulator for an electropneumatic braking system / Jeffrey J. Krause, Paul W. Wozniak, Ronald E. Squires (США); заявитель и

патентообладатель Allied-Signal Inc. (США). - №599,761; опубл. 18.10.1990. – 5с.

151. Пат. 5067524 США, МПК F16K 31/10 НКИ 137/627.5. Diffirential pressure control valve / Josef Pickenhahn (Германия); заявитель и патентообладатель Lucas Industries public limited company. (Англия). - №634,559; опубл. 26.11.1991.
152. Пат. 5123718 США, МПК B60T 8/64 НКИ 303/118. Valve for automatic brake system / Jeffrey A. Tyler (США); заявитель и патентообладатель G. W. Lisk Company Inc. (США). - №505,889; опубл. 23.07.1992.
153. Пат. 2102265 Российская федерация, МПК B60T 8/36 Пневматический соленоидный клапан / заявитель и патентообладатель Филипп Кастель; Жильбер Кервагоре (Франция), Алльедсиньяль Эроп Сервис Текник (Франция) – №95120162/11; заявл. 19.01.1994; опубл. 20.01.1998 бюл. №2.
154. Леонтьев Д.Н. Усовершенствованный алгоритм управления АБС / Д.Н. Леонтьев // Автомобильная промышленность. — Россия, 2010 — Вып. №9 — С.25-28.
155. Д. Шольц. Пропорциональная гидравлика. Основной курс TP701. / Д. Шольц. [Сборник задач], Пер. с нем. – Москва, 2005.
156. Пат. 2121726 Российская федерация, МКИ H01F7/17. Пропорциональный электромагнит / С.Д. Глазунов; Р.Л. Иванов; А.И. Тишинин (Россия), заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество „Специальное конструкторское бюро приборостроения и автоматики“ – №97119453/09; заявл. 10.11.1997; опубл. 10.11.1998. – 8с.
157. Пат. 36321 Україна, МПК B60T 8/36. Пропорційональний модулятор електронно-пневматичної гальмівної системи / заявники Туренко А.Н., Ломака С.Й., Клименко В.І., Рижих Л.О., Тишковець С.В., Чебан А.А., Красюк О.М; патентовласник ХНАДУ. – №200805078; Заявл. 21.04.2008; Опубл. 27.10.2008. — 7 с.

158. Пат. 2385242 Российская Федерация, МПК В60Т 8/36. Пропорциональный модулятор электронно-пневматической тормозной системы / заявители Туренко А.Н., Ломака С.И., Клименко В.И., Богомолов В.А., Рыжих Л.А., Тишковец С.В., Леонтьев Д.Н, Чебан А.А., Красюк А.Н. (Украина); патентообладатель ХНАДУ. – №2008116957/11; Заявл. 28.04.2008; Оpubл. 27.03.2010; бюл. №9. — 7 с.
159. Ридико Л. И. Раз шажок, два шажок... Схемотехника 2001. №9 (11), с. 18 – 19.
160. Система показателей качества продукции. Аппараты пневматического тормозного привода автотранспортных средств. Номенклатура показателей и метод оценки технического уровня и качества ОСТ 37.001.274-84. [Действителен с 01.01.82]. – М.: Минавтопром, 1984. – 8с.
161. Мюллер Г. Тормоза // Г. Мюллер, Р. Бюссиен. [автомобильный справочник]. – М., 1959. – С. 501 – 529.
162. Управление тормозными системами / ТПП УССР. - №1555. – Харьков, 1982. – 31с. – Пер. ст. Gravel I. из журн.: Bosch Technisch Berichte. – 1980. 7. - №1. – С. 13-22.
163. Thoms E. K. The human aspect in the design of footbrake valve // Braking of road vehicle: Conf. proc. – Londo, 1983. - p. 59-64.
164. Грузовые автомобили. Технические требования. ГОСТ 21398 – 89. [Действителен с 29.09.97]. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 27 с.
165. Чиликин М.Г. Дискретный электропривод с шаговыми двигателями. / М.Г. Чиликин, Б.А. Ивоботенко, В.П. Рубцов, В.Ф. Козаченко, В.К. Цаценкин. – М.: „Энергия“, 1971. — 624 с.
166. Ивоботенко Б.А. Проектирование шагового электропривода / Б.А. Ивоботенко, В.Ф. Козаченко, под ред. Л.А. Садовского. – М.:Моск. энерг. ин-т, 1985.-100 с.
167. Кенио Т. Шаговые двигатели и их микропроцессорные системы управления: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 200с.

168. Ломака С.И. Моделирование статической характеристики пропорционального модулятора электронно-пневматического тормозного привода / С.И. Ломака, Л.А. Рыжих, А.Н. Красюк // — Вестник ХНАДУ, 2009. — Вып.№45ю — С.85-89.
169. Косий Р.А. Разработка и исследование тормозного крана пневматического тормозного привода автотранспортного средства: дис. канд. техн. наук: 11. 10. 2000. / Косый Роман Анатолиевич. — Харьков, 2000. - 67с.
170. Нейдорф Р.А. Исследование возможностей квазиоптимального по быстродействию управления шаговым двигателем / Р.А. Нейдорф, А.А. Солоха. Детерминированные системы 2006. №2(12) [сб. науч. Трудов], с. 111 – 119.
171. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин. – М.: Высш.шк., 2002.
172. Метлюк Н.Ф. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко // Автомобильный транспорт и дороги. – 1975. – №2 – С. 62–69.
173. Метлюк Н.Ф. Исследование динамических характеристик двухзвенной пневматической цепи тормозного привода / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко, П.Р. Бартош // Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. – 1976. – №8 – С.57-63.
174. Модуль педальный. Технические условия КДБА.453621.001. ТУ [дата регистрации 23.01.2008]. – 27 с.
175. Ратмиров В. А. Шаговые двигатели для систем автоматического управления / В.А. Ратмиров, Б.А. Ивоботенко, М. – Л., Госэнергоиздат., 1962.-128 с. (Библиотека по автоматике, вып. 66).
176. Электронный каталог продукции фирмы ЭЛКОС 2007 [Электронный ресурс]. – Режим доступа к каталогу: www.elkos.com.ua.

177. Поляк Д. Г. Электроника автомобильных систем управления / Д.Г. Поляк, Ю.К. Есеновский-Лашков. – М.: Машиностроение, 1987. – 200 с.
178. Псигин Ю. В. Управление системами и процессами машиностроения: Учебное пособие / Ю.В. Псигин. – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 76 с.
179. Миронов С.В. Метасистемный подход в управлении / С.В. Миронов, А.М. Пищухин. [монография]. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004. – 338 с.
180. Артамонов Д.В. Основы теории линейных систем автоматического управления / Д.В. Артамонов, А.Д. Семенно. [учебн. пособие]. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 135 с.
181. Первозванский А.А. Курс теории автоматического управления [учебн. пособие]. – М.: Наука. Гл. ред. Физ. – мат. лит., 1986 – 616 с.
182. Мельников А. А. Управление техническими объектами автомобилей и тракторов: Системы электроники и автоматики [учеб. пособие для студ. высш. учеб. Заведений] – М.: Издательский центр „Академия“, 2003. – 376 с.
183. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения, Гостехиздат, М., 1950. – 464.
184. Гируцкий О. И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля/ О.И. Гируцкий, Ю.К. Есеновский–Лашков, Д.Г. Поляк. – М.: Транспорт, 2000. – 213 с.
185. Пневматические приводы и системы управления / Под. ред. Артоболевского И. И. – М.: Наука, 1972. – 298 с.
186. Нефедьев Я.Н. Теория, разработка и исследование унифицированной системы автоматического управления антиблокировочным торможением грузовых автотранспортных средств: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Московский автомобильно–дорожный институт.– М., 1987.– 46 с.

187. Ревин А.А. Автомобильные автоматизированные тормозные системы: Техническое решение, теория, свойства.— Волгоград: Изд-во Ин-та качеств.— 1995.— 156 с.
188. Патент №5566 республика Беларусь МКИ В 60 Т/58. Способ управления антиблокированием колеса при торможении / А.И. Лещинский, И.И. Лепешко, В.Г. Бутылин, В.Г. Иванов (BY); Белорусский национальный технический университет (BY). – №а 19991000; заявл. 1999.11.10; опубл. 2003.09.30.
189. Пат. 2284273 Российская федерация, МПК В 60 Т 8/32. Способ управления колесными тормозами по условиям сцепления антиблокировочной системой с адаптивным алгоритмом / В.И. Асадченко ; заявитель и патентообладатель Уральский государственный университет путей сообщения. - №2005106689/11; заявл. 09.03.2005; опуб. 27.09.2007 бюл. №27.
190. Пат. 2277480 Российская федерация, МПК В 60 Т 8/32. Антиблокировочная тормозная система с автоматическим управлением при аварийном торможении транспортного средства / М.Д. Коневцов; заявитель и патентообладатель М.Д. Коневцов – №2004117834/11; заявл. 11.06.2004; опуб. 10.06.2006 бюл. №16.
191. Пат. 5918951 США, МКИ В60Т 8/60 НКИ 303/150. Antiskid brake control system using kalman filtering/ Robert Edward Rudd (США); заявитель и патентообладатель WABCO Westinghouse (Германия). - №261792; Заявл. 24.10.1988; Опубл. 29.08.1989.
192. Пат. 5409302 США, МКИ В60Т 8/58 НКИ 303/112. Braking method and device, vehicle equipped with said device/ Philippe Chabbert, Rueil Malmaison; заявитель и патентообладатель Thomson-CSF (Франция). - №132039; Заявл. 05.10.1993; Опубл. 25.04.1995.
193. Integrated Silicon Pressure Sensor On-Clip Signal Conditioned, Temperature Compensated and Calibrated MPX 5999D [Электрон. текстовые данные] MOTOROLA 2001. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана.

194. Бесконтактный датчик положения дроссельной заслонки 3302.3855 [Электронный ресурс] – НПП „ВТН“, 2000 – 2010. – Режим доступа:
<http://www.vtnauto.com/ru/3302.html>.
195. Тензодатчики Precision Transducers серии LPX. Описание и технические характеристики. [Электронный ресурс] – Precision Transducers Ltd. 2004. – 2 р. – Режим доступа:
<http://www.koda.ua/download/>.

Наукове видання

ТУРЕНКО Анатолій Миколайович
КЛИМЕНКО Валерій Іванович
РИЖИХ Леонід Олександрович
ЛЕОНТЬЄВ Дмитро Миколайович
КРАСЮК Олександр Миколайович

ОСНОВИ СТВОРЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМІВНОГО КЕРУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Монографія

(російською мовою)

Відповідальний за випуск *В.І. Клименко*

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка *Д.М. Леонтьєв*

Підписано до друку 03.09.2012 р. Формат 60 × 84 1/16. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на ризографії.

Ум. друк. арк. 18. Обл.-вид. арк. 14.

Зам. №723/12. Тираж 300 прим. Ціна договірна.

ВИДАВНИЦТВО

Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

**Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25.
Тел./факс: (057)700-38-72; 707-37-03, e-mail:rio@khadi.kharkov.ua**

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04.2002 р.