ГОСУДАРСТВЕННОМ НАУЧНОМ ЦЕНТРЕ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
- ФЕДЕРАЛЬНОМ ГОСУДАРСТВЕННОМ УНИТАРНОМ ПРЕДПРИЯТИИ
«ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
НАУЧНО - ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И
АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ» «НАМИ»

На правах рукописи

РЯЗАНЦЕВ Валентин Александрович

МЕТОД СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УПРАВЛЕНИЯ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМОЙ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ИНДИВИДУАЛЬНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Специальность 05.05.03 —
«Колесные и гусеничные машины»

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
д.т.н., проф.
Бахмутов Сергей Васильевич

Москва — 2020

Оглавление

Стр.

Список сокращений и условных обозначений 5

Введение 10

Глава 1. Состояние вопроса, цель и задачи исследования 16

1.1 Тормозное управление колесных машин, состояние вопроса 16

1.2 Исследования систем управления тормозными силами и предпосылки 24

1.2.1 Статические системы управления тормозным приводом . . 26

1.2.2 Динамические системы управления тормозным приводом . 28

1.3 Параметры регулирования АБС 37

1.4 Типовая математическая модель объекта управления 39

1.4.1 Математическая модель объекта «колесо-дорога» 40

1.4.2 Прямолинейное движение автомобиля и перераспределение вертикальных реакций 42

1.4.3 Математическая модель тормозного механизма 44

Цель и задачи исследования 46

Глава 2. Теоретическое исследование тормозного управления колесных машин 48

2.1 Анализ влияния изменения вертикальных реакций на объекте «колесо-дорога» при антиблокировочном регулировании 50

2.2 Задача синтеза тормозного управления 54

2.2.1 Определение оптимального тормозного управления для плоской модели автомобиля 55

2.2.2 Нахождение синтезирующей функции 59

2.2.3 Определение особого управления 65

2.3 Решения для пространственной схемы объекта «автомобиль-колесо-дорога» 70

2.4 Анализ рабочей информации и выбор регулируемой величины . . 71

2.5 Механический смысл функции Гамильтона-Понтрягина 73

Стр.

Результаты и выводы 75

Глава 3. Математическая модель гидравлического привода . . . 77

3.1 Уравнения математической модели 78

3.2 Математическая модель плунжерного насоса 80

3.3 Математическая модель гидропривода с объемно расходной характеристикой 83

Выводы 87

Глава 4. Построение алгоритма АБС с учетом перераспределения вертикальных реакций 89

4.1 Особенности контура «связанного управления» 89

4.2 Структура разработанного контура управления 91

4.3 Базовый алгоритм блока антиблокировочного регулирования . . 93

4.4 Формирование управляющей величины 95

4.4.1 Алгоритм определения очередности блокирования колес . 100

4.4.2 Алгоритм определения изменения вертикальной реакции . 102

4.4.3 Алгоритм формирования рекомендуемого давления 104

4.4.4 Алгоритм формирования вектора рекомендуемого давления 107

4.5 Организация обратной связи с использованием рекомендуемого давления 112

4.5.1 Формирование управляющего сигнала при увеличении вертикальной реакции 113

4.5.2 Формирование управляющего сигнала при уменьшении вертикальной реакции 117

4.5.3 Закон управления для антиблокировочной системы при индивидуальном регулировании 119

4.6 Расширение возможностей связанного управления 121

Результаты и выводы 121

Глава 5. Экспериментальное и теоритическое исследование динамики торможения со связанным управлением . . . 123

5.1 Специальные технические средства экспериментального исследования АБС 124

Стр.

5.1.1 Моделирование объекта «автомобиль-колесо-дорога» для имитационного исследования АБС 125
5.1.2 Комплекс измерительной аппаратуры для исследования и испытаний АБС 133
5.2 Определение влияния алгоритма связанного управления на эффективность торможения с АБС 135
5.2.1 Результаты испытаний по определению эффективности АБС 136
5.2.2 Косвенный метод определения влияния алгоритма связанного управления на устойчивость автомобиля 140
5.2.3 Анализ результатов испытаний 141
5.3 Пути совершенствования алгоритмов антиблокировочного управления автотранспортного средства при индивидуальном управлении 144
Выводы 146

Основные результаты и выводы 147

Список литературы 150

Приложение А. 160

Приложение Б. 164

Список сокращений и условных обозначений

a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 – постоянные коэффициенты модели гидравлического привода;

A_{DC} – площадь поршня гидравлического насоса;

e_{DC} – эксцентриситет вала электродвигателя;

$F_{\text{ЭФФ}}$ – эффективная площадь тормозных цилиндров;

g – ускорение свободного падения;

G_a – вес автомобиля;

h_g – высота центра масс;

i – индекс оси;

I – ток;

j – продольное замедление;

j^y – поперечное замедление;

J – функционал качества;

J_{DC} – приведенный к электродвигателю момент инерции вращающихся частей;

j_{max} – максимальное замедление;

$J_{\text{з}}$ – приведенный к заднему колесу момент инерции вращающихся частей, соединенных с задним колесом;

$J_{\text{к}}$ – приведенный к колесу момент инерции вращающихся частей, соединенных с колесом;

$J_{\text{п}}$ – приведенный к переднему колесу момент инерции вращающихся частей, соединенных с передним колесом;

$j_{\text{кр}_1}, j_{\text{кр}_2}$ – критические замедления, соответствующие максимальному использованию сцепного веса по условию конструктивного исполнения автомобиля для передней или задней оси соответственно;

k_{DC} – коэффициент пропорциональности момента и тока электродвигателя;

k_p – пропорциональный коэффициент;

k_T – коэффициент преобразования тормозного механизма;

$k_T^{\text{з}}$ – коэффициент преобразования тормозного механизма задней оси;

$k_T^{\text{п}}$ – коэффициент преобразования тормозного механизма передней оси;

l^y – колея;

l_1^y – расстояние от переднего правого колеса до центра масс в поперечной плоскости;

l_2^y – расстояние от переднего левого колеса до центра масс в поперечной плоскости;

L_a – база автомобиля;

L – индуктивность;

l_1 – расстояние от передней оси до центра масс;

l_2 – расстояние от задней оси до центра масс;

m_a – масса автомобиля;

M_{DC} – момент создаваемый электродвигателем;

M_T – момент создаваемый колесным тормозным механизмом;

M_y – приведенный к приведенный к центру масс автомобиля момент инерции относительно поперечной оси;

$M_{\text{ТЗ}}$ – момент на колесе, создаваемый тормозом-замедлителем (ретардером);

N – область «управляемости» (область существования решений при заданных управлениях);

$N_{\text{Ц}}$ – усилие на тормозных цилиндрах;

p – давление в тормозных механизмах;

p_{in} – входное давление в гидравлическом трубопроводе;

p_{out} – выходное давление в гидравлическом трубопроводе;

p_j – инерционные потери в гидравлическом трубопроводе;

p_l – гидравлические потери по длине трубопровода;

p_m – местные гидравлические потери в трубопроводе;

p^* – оптимальное давление в тормозных механизмах;

$p_{\text{з}}$ – давление в тормозных механизмах задней оси;

$p_{\text{п}}$ – давление в тормозных механизмах передней оси;

$p_{\text{зл}}$ – давление в тормозных механизмах заднего левого колеса;

$p_{\text{зп}}$ – давление в тормозных механизмах заднего правого колеса;

$p_{\text{пл}}$ – давление в тормозных механизмах переднего левого колеса;

$p_{\text{пп}}$ – давление в тормозных механизмах переднего правого колеса;

$p_{\text{з}}^{max}$ – максимальное давление в тормозных механизмах задней оси;

$p_{\text{п}}^{max}$ – максимальное давление в тормозных механизмах передней оси;

P_{DC} – суммарная мощность электродвигателя;

$P_{\text{инд}}$ – индукционная мощность, создаваемая электродвигателем;

$P_{\text{мех}}$ – механическая мощность, создаваемая электродвигателем;

$P_{\text{теп}}$ – тепловая мощность, создаваемая электродвигателем;

$P_{\text{тр}}$ – мощность электродвигателя, расходуемая на преодоление сил трения;

Q_{DC} – расход, создаваемый электрогидравлическим насосом;

q_1, q_2 – удельные тормозные силы передней и задней оси;

r_s – эффективный радиус фрикционного тормозного механизма;

R – сопротивление;

R_x – тангенциальная (тормозная) сила;

$R_x^{\text{з}}$ – тангенциальная (тормозная) сила на задней оси;

$R_x^{\text{зп}}$ – тангенциальная (тормозная) сила на заднем правом колесе;

$R_x^{\text{зл}}$ – тангенциальная (тормозная) сила на заднем левом колесе;

$R_x^{\text{п}}$ – тангенциальная (тормозная) сила на передней оси;

$R_x^{\text{пп}}$ – тангенциальная (тормозная) сила на переднем правом колесе;

$R_x^{\text{пл}}$ – тангенциальная (тормозная) сила на переднем левом колесе;

R_x^E – потенциальная тангенциальная (тормозная) сила;

δR_x^E – потенциальная тангенциальная (тормозная) сила в локальной области;

R_y – поперечная сила;

R_z – вертикальная реакция;

R_{z_0} – статическая вертикальная реакция;

$R_z^{\text{з}}$ – вертикальная реакция на задней оси;

$R_z^{\text{п}}$ – вертикальная реакция на передней оси;

$R_z^{\text{пб}}$ – вертикальная реакция на правом борту;

$R_z^{\text{лб}}$ – вертикальная реакция на левом борту;

$r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса;

s – коэффициент скольжения;

s^* – оптимальный коэффициент скольжения;

S – тормозной путь;

S^* – минимальный тормозной путь;

$S_{\text{шины}}$ – площадь пятна контакта шины с опорной поверхностью;

$s^*_{\text{з}}$ – оптимальный коэффициент скольжения колес задней оси;

$s^*_{\text{п}}$ – оптимальный коэффициент скольжения колес передней оси;

$T^{\text{кин}}$ – кинетическая энергия;

t – время;

t_0 – момент времени начала торможения;

t_1 – момент времени окончания торможения;

$t_{\text{ост}}$ – момент времени полной остановки автомобиля;

U – вектор давления в тормозных механизмах;

U_{DC} – напряжение;

$U_{\text{зл}}$ – сигнал управления давлением в тормозных механизмах заднего левого колеса;

$U_{\text{зп}}$ – сигнал управления давлением в тормозных механизмах заднего правого колеса;

$U_{\text{пл}}$ – сигнал управления давлением в тормозных механизмах переднего левого колеса;

$U_{\text{пп}}$ – сигнал управления давлением в тормозных механизмах переднего правого колеса;

$U^{\text{потенц}}$ – потенциальная энергия;

$u_{\text{ТЗ}}$ – передаточное число от тормоза-замедлителя до колеса;

V_0 – первоначальный объем жидкости в исполнительных механизмах;

V_a – линейная скорость автомобиля;

V_{DC} – объем прокачиваемый электрогидравлическим насосом;

$V_{\text{ж}}$ – объем рабочей жидкости в гидравлической цепи;

W_L – сила сопротивления воздуха;

W_Z – сила сопротивления подъему;

$x_{\text{плунж}}$ – перемещение плунжера гидравлического насоса;

F_4 – эквивалентная площадь поршней системы;

z – эквивалентное перемещение поршней системы;

$V_{\text{труб}}$ – объем рабочей жидкости в магистралях гидравлической цепи;

$V_{\text{к}}$ – окружная скорость колеса;

$V^{ref}_{\text{к}}$ – рекомендуемая окружная скорость колеса;

$\Phi(p_{out})$ – коэффициент податливости гидравлической цепи;

$\alpha_{\text{зл}}$ – коэффициент связанности заднего левого колеса;

$\alpha_{\text{зп}}$ – коэффициент связанности заднего правого колеса;

$\alpha_{\text{пл}}$ – коэффициент связанности переднего левого колеса;

$\alpha_{\text{пп}}$ – коэффициент связанности переднего правого колеса;

β – коэффициент распределения полного тормозного усилия колес передней и задней оси;

ζ – коэффициент сопротивления качению;

$\eta_{\text{ТЗ}}$ – КПД от тормоза-замедлителя до колеса;

$\theta_{\text{з}}$ – угол поворота заднего колеса;

$\theta_{\text{п}}$ – угол поворота переднего колеса;

ϑ – параметр оценки изменения вертикальной реакции;

μ – коэффициент трения фрикционной пары тормозного механизма;

ς – случайная вектор-функция возмущений;

τ – масштаб времени, связанный со скоростью;

τ_0 – момент начала торможения в новом масштабе времени;

$\tau_{\text{ост}}$ – момент полной остановки автомобиля в новом масштабе времени;

φ_{DC} – угол поворота вала электродвигателя;

$\varphi_{\max}$ – максимальный коэффициент сцепления;

φ_x^* – оптимальное значение коэффициента сцепления в продольном направлении;

φ_x – коэффициент сцепления в продольном направлении;

$\Psi_0, \Psi_1, \Psi_2, \Psi_3$ – вспомогательные переменные, дающие Гамильтонову систему уравнений;

ω – угловая скорость колеса;

ω_{DC} – угловая скорость электродвигателя;

$\omega_{\text{блок}}$ – вектор очередности блокирования колес;

$\omega_{\text{з}}$ – угловая скорость заднего колеса;

$\omega_{\text{п}}$ – угловая скорость переднего колеса;

$\omega_{\text{зл}}$ – угловая скорость заднего левого колеса;

$\omega_{\text{зп}}$ – угловая скорость заднего правого колеса;

$\omega_{\text{пл}}$ – угловая скорость переднего левого колеса;

$\omega_{\text{пп}}$ – угловая скорость переднего правого колеса;

Введение

Актуальность темы. Повышение безопасности движения колесных машин – приоритет современного автомобилестроения. Министерством промышленности и торговли РФ выделена «необходимость полноценного удовлетворения растущих потребностей транспортного комплекса страны в современной конкурентоспособной автомобильной технике отечественного производства, соответствующей международным требованиям по экологии, энергосбережению и безопасности», в перечне основных тематик НИОКР и проектов, ориентированных на краткосрочную перспективу, представлены следующие позиции: «определение перспектив и направлений дальнейших работ по повышению активной безопасности ... посредством внедрения бортовых интеллектуальных транспортных систем» со сроком реализации до 2020 года.

Европейскими органами по безопасности дорожного движения выделен ряд приоритетных направлений во внедрении и развитии систем активной безопасности (САБ): освещение, тормозное управление, управляемость/устойчивость, системы помощи водителю.

Исходя из этого, управление тормозным режимом автомобиля заявлено актуальным и значимым в обеспечении безопасности дорожного движения.

В научно-технической литературе к САБ управления тормозным режимом автомобиля предъявляются следующие базовые требования:

1. САБ автомобиля в режиме торможения должны обеспечивать сохранение автомобилем свойств устойчивости и управляемости при торможении в любых дорожных условиях.

2. САБ автомобиля в режиме торможения должны поддерживать максимально возможную по условиям регулирования эффективность торможения, то есть максимально использовать коэффициент сцепления.

3. Регулирование торможения как колеса, так и автомобиля должно быть адаптивным, учитывающим влияние внешних воздействий на работу.

4. При отказе, САБ автомобиля в режиме торможения должны автоматически отключаться, тормозная система при этом должна сохранить свою работоспособность, а ее эффективность не должна ухудшаться.

Самой распространенной САБ автомобиля в режиме торможения является антиблокировочная система (АБС). Первая и основная задача АБС связана

с недопущением блокирования колес во время торможения, так как при блокировании колеса, происходит потеря его восприимчивости к поперечным силам, что приводит к критическим ситуациям (заносам или сносам).

АБС разрабатывается с целью обеспечения компромисса между эффективностью торможения и управляемостью/устойчивостью автомобиля. При этом нормативными документами (Правила ООН №13) допускается снижение тормозной эффективности до 25% с целью сохранения устойчивости, а распределение тормозных сил должно быть соотносимое с перераспределением вертикальных реакций — это те рекомендации, которые могут быть использованы для рационального выбора тормозного управления.

В результате исследований и развития принципов регулирования АБС выделено четыре базовых направления:

1. Индивидуальное регулирование (IR).
2. Косвенное регулирование (InR).
3. Регулирование по высокому порогу (SH).
4. Регулирование по низкому порогу (SL).

Однако из-за ряда вопросов, связанных с себестоимостью оснащения транспортных средств системами АБС или «выходом системы за пределы значения параметров, характеризующих способность системы выполнять требуемые функции» (ГОСТ 24.701-86), далее срывом управления, базовые направления регулирования подверглись значительной модификации и доработке, что дало:

1. Модифицированное индивидуальное регулирование (MIR).
2. Косвенное индивидуальное регулирование (InlR).
3. Косвенное бортовое регулирование (InSR).
4. Модифицированное осевое регулирование (MAR).
5. Модифицированное бортовое регулирование (MSR).

Появление модифицированных законов управления обусловлено стремлением учитывать взаимосвязи большего числа текущих параметров объекта управления. Исходя из этого, разработчики АБС для выбора параметров системы используют перечисленные выше схемы для конкретного автомобиля с проведением ряда доводочных работ. Однако решение задачи остается в виде технических приемов, где регулирование происходит по мгновенным параметрам, характеризующим движение одиночного колеса в каждый момент времени. Для динамической системы «автомобиль-колесо-дорога» характерно иерархическое взаимодействие между объектами «автомобиль» и «колесо-дорога», а связь

между изменением давления в тормозном приводе и замедлением выражается как инерциальный фильтр.

Так как АБС представляет собой адаптивную систему управления, то чем большей доступной информацией обладает система, тем выше вероятность правильной реализации, нахождения и поддержания максимума с обеспечением устойчивого качения колеса.

Целью настоящей работы является разработка метода построения тормозного управления, учитывающего взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами.

Для достижения поставленной цели решены следующие **задачи**:

1. Разработан метод расчета и синтеза контура тормозного управления при экстренном торможении с учетом взаимного влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействия колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами.

2. Разработана математическая модель гидрообъемного тормозного привода с исполнительными механизмами антиблокировочной системы и математическая модель объекта «автомобиль-колесо-дорога», которые применяются для исследования тормозного управления колесных машин.

3. Разработан алгоритм управления давлением рабочего тела в тормозных механизмах каждого колеса, учитывающий взаимные влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью.

4. Разработан расчетно-имитационный комплекс для исследования тормозной динамики автомобиля.

5. Проведены дорожные эксперименты и сопоставлены результаты применения предлагаемого алгоритма с известным алгоритмом индивидуального управления.

Научная новизна диссертационной работы:

1. Разработан метод расчета управления контура АБС с индивидуальным управлением, который сформулирован с учетом взаимного влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций, взаимодействия колеса с опорной поверхностью и является решением задачи в математической постановке оптимального управления.

2. Предложена математическая модель двухосного автомобиля с гидрообъемным тормозным приводом и исполнительными механизмами АБС, где используется функциональная зависимость прокачиваемого объема тормозной жидкости от давления в тормозных механизмах для формирования рабочих процессов гидравлического насоса АБС. Проведены дорожные эксперименты, подтверждающие точность разработанной математической модели.

3. Выполнено оригинальное исследование поиска скользящего режима управления, как решение общей задачи динамики, где измеряемыми параметрами объекта управления являются угловые скорости колес и давление в контурах тормозного привода.

4. Предложен метод синтеза системы управления тормозными силами колесных машин, отличающийся от известных методов, которые используют модель одиночного колеса, тем, что учтено взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном регулировании в виде алгоритма с поверочными реверсами.

Практическая значимость диссертационной работы состоит в том, что на основании выполненных исследований созданы математические модели объемного гидравлического привода с исполнительными механизмами антиблокировочной системы и математическая модель объекта «автомобиль-колесо-дорога», которые обеспечивают их использование в расчетно-имитационном комплексе с применением технологии виртуально-физического моделирования для исследования тормозной динамики автомобиля. Разработан алгоритм управления давлением рабочего тела в тормозных механизмах каждого колеса, который учитывает взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами автомобиля.

Реализация работы. Результаты диссертационной работы используются в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» при выполнении проектов, связанных с разработкой тормозных систем автомобиля, а также внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО «Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана».

Методы исследования: 1. Метод математического моделирования процесса торможения колесных машин с фрикционными тормозными механизмами и пневматическими шинами. 2. Метод решения задач оптимального управления.

3. Метод адаптивного управления. 4. Метод математического и физического экспериментального исследования системы управления тормозными усилиями колесных машин с визуализацией процесса изменения параметров.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Метод расчета и синтеза для контура тормозного управления при экстренном торможении с учетом взаимного влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействия колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами.

2. Математическая модель гидрообъемного тормозного привода с исполнительными механизмами антиблокировочной системы и математическая модель объекта «автомобиль-колесо-дорога», которые применяются для исследования тормозного управления автомобиля.

3. Алгоритм управления давлением рабочего тела в тормозных механизмах каждого колеса, учитывающий взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью – «связанное управление».

4. Результаты сравнительных дорожных экспериментов.

Достоверность полученных результатов обеспечивается строгим математическим обоснованием разработанных методов моделирования, использованием аккредитованного испытательного оборудования при проведении экспериментов, сравнением расчетных характеристик с данными экспериментов и достигнутой степенью сходимости при экспериментальном и расчетном исследовании.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертации доложены на конференциях:

1.Проектирование колесных машин и двигателей внутреннего сгорания: Конференция «Молодая наука АФ - 2012» в г. Москве, 2012. 2. Международная научно практическая конференция: «Образование. Наука. Производство.» Промышленность и транспорт. Вязьма: филиал ФГБОУ ВПО «МГИУ» в г. Вязьме, 2012. 3. Международная научно практическая конференция: «Современный автомобиль и его взаимодействие с окружающей средой». Вязьма: филиал ФГБОУ ВПО «МГИУ» в г. Вязьме, 2013. 4. 86-я международная научно-техническая конференция «Конструктивная безопасность автотранспортных средств». НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», посёлок Автополигон, Московской области. 5. Международный автомобильный научный форум (МАНФ-2016) «Интеллекту-

альные транспортные системы повышения энергоэффективности и безопасности движения.» г. Москва. 6. Международный автомобильный научный форум (МАНФ-2017) «Интеллектуальные транспортные системы.» г. Москва. 7. 103-я международная научно-техническая конференция «Конструктивная безопасность автотранспортных средств». НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», посёлок Автополигон, Московской области.

Публикации. Основные результаты по теме диссертации изложены в 9 печатных изданиях, 4 из которых изданы в журналах, рекомендованных ВАК.

Структура и объем работы Работа состоит из введения, пяти глав и заключения, списка используемой литературы (116 наименований) и двух приложений. Полный объем диссертации составляет 164 страниц, включая 87 рисунков и 11 таблиц.

Глава 1. Состояние вопроса, цель и задачи исследования

1.1 Тормозное управление колесных машин, состояние вопроса

В современной научно-технической литературе управление автомобилем в режиме торможения рассматривается исходя из положения, что автомобиль – это техническое средство, выполняющее некоторую операцию, представляющую совокупность упорядоченных действий, классифицирующихся как определенные этапы, фазы. Поэтому, целью управления автомобилем в режиме торможения является обеспечение успешного выполнения операции в целом и, следовательно, всех ее этапов в отдельности. Для качественной оценки тормозной динамики, принятых конструктивных решений и влияния систем управления тормозным приводом автомобиля Бухариным Н.А. [18], еще в 1952 г., предложена диаграмма, представляющая функцию зависимости замедления или тормозных усилий, приложенных к автомобилю, от времени. На рис. 1.1, представлена упрощенная диаграмма, которая применяется для анализа процесса торможения колесных машин.

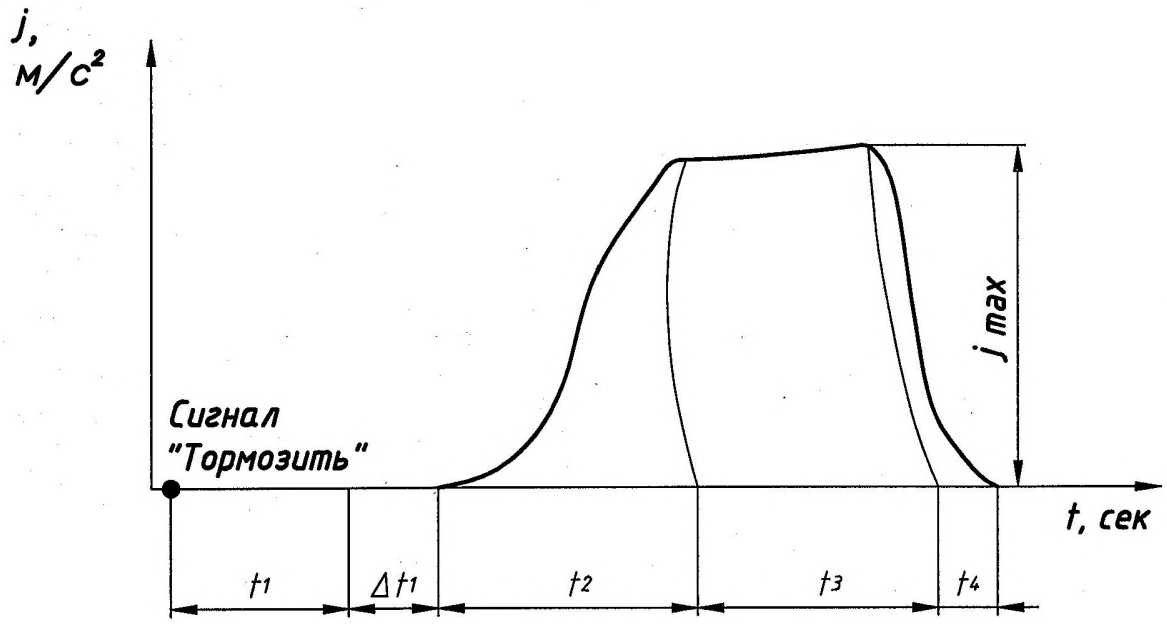


Рисунок 1.1 — Тормозная диаграмма

Диаграмма разделена на участки, представляющие режимы или фазы торможения, то есть характеристики процесса торможения и особенности тор-

мозной системы: за время t_1 , называемое временем реакции, водитель осознает необходимость торможения и переносит ногу с педали акселератора на педаль тормоза. Время реакции водителя зависит от его квалификации, индивидуальных качеств, психологического состояния и других причин. Время $\triangle t_1$, необходимое для выбирания зазоров, и перемещения всех деталей привода, и тормозных колодок, называется временем запаздывания. За время t_2, нарастания кривой замедления, происходит увеличение тормозной силы до предельного значения (переходный процесс). Время t_3 соответствует этапу торможения автомобиля при постоянной величине тормозной силы (полной интенсивности) и зависит от множества факторов: дорожных условий, скорости движения и т.д. При торможении с целью полной остановки автомобиля время t_4 (время растормаживания тормозного привода) во внимание не принимается.

В общем случае колесная машина совершает достаточно сложные кинематические движения, а представление автомобиля выражается сложной многомассовой структурой, производящей перемещения компонентов друг относительно друга [68]. Говоря кратко, в структуре объекта «автомобиль-колесо-дорога» можно выделить как голономные, так и не голономные связи [1]. Различные компоненты, в том числе и компоненты тормозного привода, имеют свои переходные процессы, что приводит к наложению и смещению характеристик. Для исследования, формирования и анализа уже существующих решений, в частности тормозного управления, большинство исследователей [6,43,68] рассматривают объект «автомобиль-колесо-дорога» как иерархическую структуру (рис. 1.2), где динамика звена нижнего уровня «колесо-дорога» накладывает связи, взаимодействующие со звеном верхнего уровня – «автомобиль», и имеющего обратную связь на звено нижнего уровня. Данным подходом описания объекта, часто пользуются при моделировании рабочих процессов объекта «автомобиль-колесо-дорога» на виртуальных машинах [27].

Основываясь на такой структуре происходит исследование тормозного управления и его влияния на динамику объекта «автомобиль-колесо-дорога». Такой подход позволяет разделять исследуемый объект на составляющие подсистемы, где динамика каждого компонента рассматривается отдельно, глубоко изучается, а общее поведение оценивается наложением иерархических взаимосвязей на объект с уровнем детализации достаточным для практического применения, формируя тем самым замкнутую иерархическую структуру.

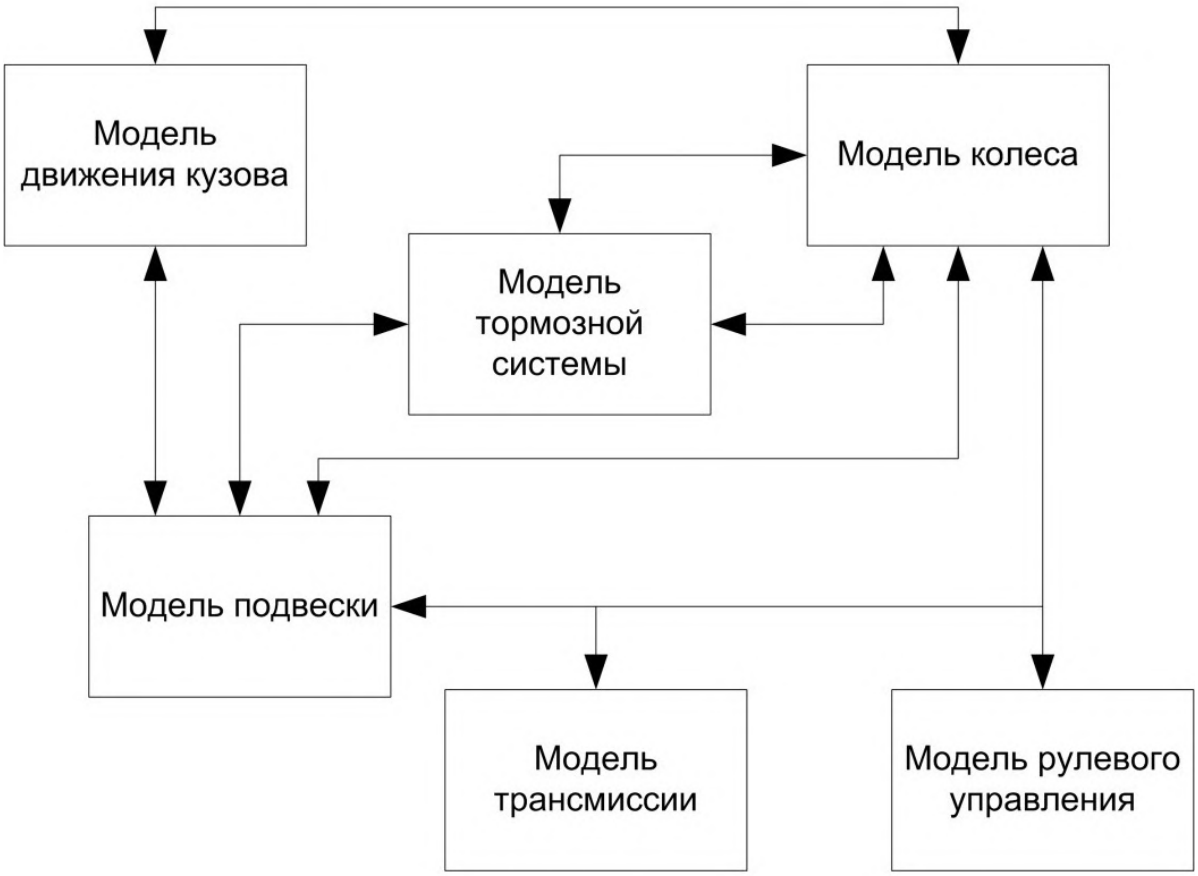


Рисунок 1.2 — Иерархическая структура объекта управления

Несмотря на все разнообразие транспортных средств и их динамическую индивидуальность общим для большинства из них является то обстоятельство, что современные тормозные системы способны блокировать колеса [68]. Блокирование колес хотя бы одной из осей вызывает полную потерю восприимчивости колеса к поперечным силам, связанную с особенностью взаимодействия объекта «колесо-дорога». Данное взаимодействие одним из первых было исследовано В. Каммом [96,97], где получено, что максимально допускаемая поперечная сила R_y, действующая на одиночное колесо, утрированно, зависит от векторной разности максимальных сил сцепления колеса с дорогой (определяемых как произведение вертикальной реакции R_z на коэффициент сцепления с опорной поверхностью $\varphi_{\max}$) и тангенциальной силы R_x, представляющей отклик на создаваемый момент тормозными механизмами. На рис. 1.3. представлена так называемая «окружность Камма», иллюстрирующая граничные условия по сцеплению для сил в контакте колеса с дорогой, которые определяются выражением (1.1).

$$\sqrt{R_x^2 + R_y^2} \leqslant \varphi_{\max} R_z \tag{1.1}$$

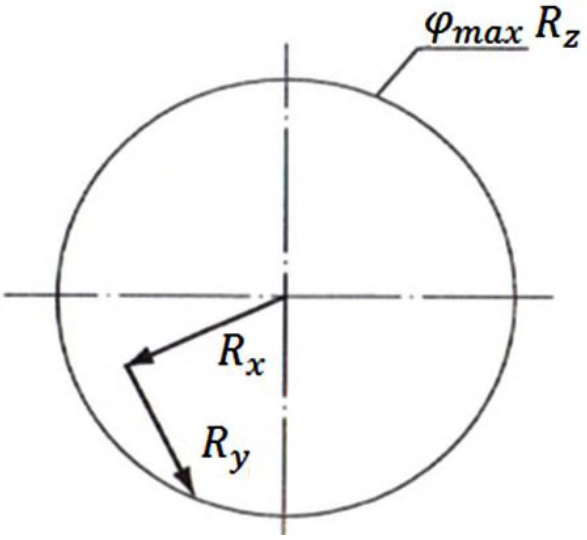


Рисунок 1.3 — «Окружность Камма»

Стоит особо отметить, что на объект управления «колесо-дорога» практически всегда действуют поперечные силы. Общая классификация сил, приведённая в работе [61], представлена в таблице 1.

Таблица 1 — Классификация поперечных сил действующих на объект «колесо-дорога»

Причина возникновения поперечной силы на колесе	Величина поперечной силы в долях от вертикальной реакции, приходящейся на колесо.
Рыскание на прямой дороге	0,10...0,23
Увод от углов установки колес	0,04...0,07
Нарушение геометрии ходовой части	0,12
Асимметричность шин	0,05...0,10
Поворот, маневрирование	0,31...0,36
Экстренное торможение с маневрированием	0,38...0,44
Несбалансированность тормозных усилий по колеса	0,06...0,09
Поперечный уклон дороги	0,015...0,025
Боковой ветер	0,18

Потеря восприимчивости к поперечным силам приводит к критическим ситуациям: заносам или сносам. В работе Фрумкина А.К. [74] показано, что при

опережающем блокировании колес задней оси возникает прогрессирующий занос, а опережающее блокирование колес передней оси приводит к потере управляемости: «занос передней оси автоматически гасится, и автомобиль в этом случае стремиться к прямолинейному движению по касательной к радиусу поворота». Прогрессирующий занос задней оси, в случае отсутствия управляющих корректировок, приводит к возникновению «точки невозврата» [99]: «при блокировании задних колес, когда отклонение от прямолинейного движения превышает 20°, занос не удается ликвидировать даже за счет полного прекращения торможения».

Поскольку движение автомобиля с заблокированными колесами, как правило, неустойчиво и неуправляемо, появилась необходимость в применении на автомобиле систем автоматического управления (САУ) тормозными силами. Управление тормозными силами на колесах автомобиля является одним из способов изменения фаз объекта «автомобиль-колесо-дорога», включающего в себя: динамику пневматических и гидравлических приводов [40], теорию устойчивости [37] (первый и второй метод Ляпунова), теорию оптимизации [41] и теорию адаптивного регулирования [32]. САУ тормозными силами формируют так называемый вектор управления и обеспечивают эффективность торможения с сохранением устойчивости автомобиля.

Первично, разработка САУ тормозными силами была направлена на статическое регулирование тормозных сил, вызванных неодновременностью блокирования колес передней и задней оси. Основное требование к качеству тормозного управления [37] формулируется в виде: «торможение должно рационально распределяться по осям автотранспортного средства с учетом масс, приходящихся на эти оси, и динамического перераспределения нагрузок при торможении». Данное положение может быть обеспеченно только применением систем автоматического регулирования, как отмечал Бухарин Н.А. [18]: «Новые современные автомобили с высокими скоростями движения желательно снабдить тормозными системами, обеспечивающими автоматическое использование сцепного веса колесами каждой оси для торможения», так и Чудаков Е.А. [79]: «Пропорциональность тормозных сил на колесах нормальным реакциям может быть достигнута применением автоматов, регулирующих величину тормозных сил в соответствии с вертикальной нагрузкой, приходящейся на ось».

Дальнейшие исследования положили рекомендации, что опережающее блокирование колес передней оси менее критично, которые нашли отражение в

научно-технической литературе [86] и регламентах, нормативных документах: правила ЕЭК ООН №13 приложение 10 [57] для грузовых автомобилей и правила ЕЭК ООН №13Н [56] для легковых автомобилей, где приняты следующие рекомендации для категории М1: «Для всех вариантов нагрузки транспортного средства кривая реализуемого сцепления задней оси не должна находиться выше этой кривой передней оси». Системы, обеспечивающие соответствие регламенту [57] и приложению 5 регламента [56], представляют, в основном, механические корректирующие устройства программного типа, не предотвращая самого факта блокирования колес.

Кроме потери управляемости-устойчивости при блокировании колес значительно снижается эффективность торможения за счет прекращения роста и дальнейшего снижения тангенциальной (R_x) силы. Данное явление связано с особенностью работы эластичной шины. В работе Смирнова Г.А. [68] описано, что рост тормозного момента вызывает увеличение скольжения колеса (1.2), отражающимся на величине реализуемой тангенциальной тормозной силы, и максимальное значении тангенциальной силы, при фиксированной вертикальной реакции, достигается при частичном проскальзывании.

$$s = 1 - \frac{\omega r_{\text{д}}}{V_a} \tag{1.2}$$

Так в работе [19] описание контакта колеса с дорогой происходит при помощи модели сухого трения Кулона, учитывающая так называемый Штрибек-эффект [83]: «в модель включается падающий участок зависимости контактной силы от скорости центра области контакта, отражающий различие между силой трения трогания и максимальным значением силы трения скольжения». Однако, в теории автомобиля, большинство исследователей [5,43,105] используют нелинейную эмпирическую характеристику зависимости коэффициента сцепления в продольном направлении от коэффициента относительного скольжения (рис. 1.4), получаемой в результате специальных стендовых или дорожных испытаний. В большинстве случаев, для решении вычислительных задач используется так называемая модель Пацейки (Magic Formula) [104,105].

Одна из гипотез, описывающих физическое явление, представлена в работе [20]: « ... заключается в предположении, что при любом качении упругого пневматика имеет место локальное использование максимально возможной силы взаимодействия (сцепления) шины с опорной поверхностью R_x^E (рис. 1.5).

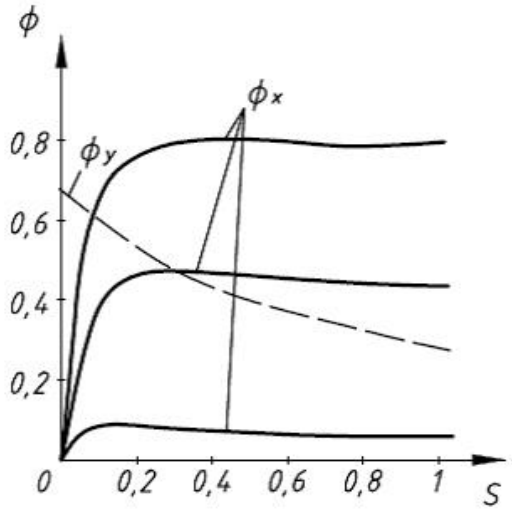


Рисунок 1.4 — $\varphi - s$ диаграмма

Данное условие вытекает из неразрывности механики сплошной среды и справедливо для пары трения, представляющей объект «колесо-дорога».

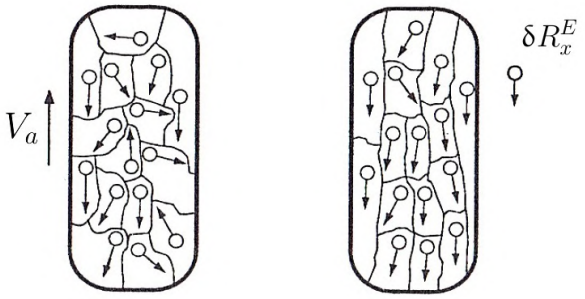


Рисунок 1.5 — Изображение локализации сил

Направления действия силы δR_x^E в локальных областях контакта различны. Из этого вытекает объяснение различия реальной силы R_x и потенциальной:

$$R_x^E = \int\limits_{S_{\text{шины}}} \delta R_x^E \, dS_{\text{шины}} \tag{1.3}$$

При определенном проскальзывании реальная сила R_x достигает своего потенциального значения. Это соответствует максиму возможной тангенциальной силы.

Исходя из относительного положения изображающей точки, в до- или постэкстремальной зоне, выделены области стабильного и не стабильного действия силы R_x, то есть область устойчивого и неустойчивого качения колеса (рис. 1.6).

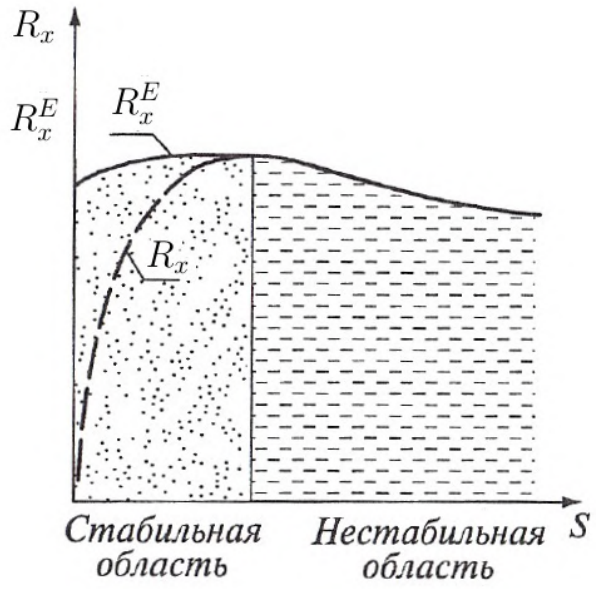


Рисунок 1.6 — $\varphi - s$ диаграмма с зонами устойчивости

Поэтому, второй задачей создания систем управления тормозными силами, было принято направление борьбы с самим фактом блокирования, идеология которого заключается в обеспечения движения объекта «колесо-дорога» в режиме торможения в устойчивой области $\varphi - s$ диаграммы (стабильная область рис. 1.6), что позволяет обеспечить максимум эффективности использования сил сцепления, приводящее к минимуму тормозного пути.

Решение данной проблемы было реализовано в виде САУ, называемой антиблокировочной системой (АБС). Антиблокировочным регулированием в разные годы занимались как российские [5,6,13,42,43,50,51,75,76], так и зарубежные ученые [90,91,100,109,111,112,113]. Принципиально, задача АБС состоит в периодическом (циклическом) изменении тормозного момента так, чтобы скольжение колеса удерживалось в определенном диапазоне, с целью предотвращения блокирования колес.

Использование САУ тормозными силами получили следующую особенность: наложение режимов управления друг на друга, которое заключается в использовании не только переходных фаз колес одной из осей, но и корректировки действия системы автоматического управления с помощью дополнительных управлений. Например, в начале торможения происходит возрастание давления в контуре в соответствии с законами, заложенными программным регулятором тормозных сил (РТС), обеспечивающими определенный переходный процесс по нарастанию давления в колесах передней и задней оси. При выходе колеса из зоны устойчивого качения на режим работы регулятора тормозных сил накла-

дывается режим работы антиблокировочной системы. Также, водитель может произвести вмешательство в работу АБС снизив усилие нажатия на педаль тормоза, вернув изображающую точку в зону управления регулятора тормозных сил, или снять управление путем окончания торможения. Применение САУ тормозным приводом, в целом, оказывает влияние на динамику автомобиля, вследствие чего эффективность тормозного управления, а так же адекватность принятых решений потребовали применения оценочных параметров.

В качестве таких показателей оценки эффективности тормозной системы было предложено обширное количество критериев: удельная тормозная сила [77], коэффициент эффективности торможения [21], так же часто называемый коэффициент используемого веса [26]. В тоже время все больше производителей разрабатывают системы электронного регулирования тормозных сил, которые реализованы на общем исполнительном и логическом устройстве с АБС, что привело к пересмотру необходимых критериев эффективности. Так например, оценка эффективности в соответствии с приложением 5 правил 13Н [56] и приложение 10 правил 13 [57] носит только аналитический характер и не требует подтверждения в результате дорожных испытаний. Не стоит оставлять в стороне и тот факт, что после объединения АБС с РТС появилось следующее наложение решений - система помощника торможения (помощи при торможении) (brake assistance). Такой тип управления при котором как водитель, так и другие системы с помощью своих органов управления совершает действия, совместные с действиями других систем автоматического управления торможением, назовем «совмещенным управлением».

1.2 Исследования систем управления тормозными силами и предпосылки

Разработки САУ тормозными силами, представляющих как РТС, так и АБС, и устройств, обеспечивающих активную безопасность автомобиля, сопровождались значительными исследованиями тормозной динамики, динамики управления автомобиля и тормозного управления в целом. Исследования проводились советскими и зарубежными исследователями: Антоновым Д.А., Ахметшиным А.М., Балабиным И.В., Балакиным В.Д., Бухариным Н.А., Бры-

ковым А.С., Гапояном Д.Т., Гаспарянцем Г.А. Гольдом Б.В., Гредескулом А.Б., Генбомом Б.Б., Гуревичем Л.В., Демьянюком В.А., Дыгало В.Г., Ечеинстовым Ю.А., Илларионовым В.А., Петровым М.А., Скутневым В.М., Кристальный С.Р., Мащенко А.Ф., Метлюком Н.Ф., Мордашевым Ю.Ф., Нефедьевым Я.Н., Ревиным А.А., Смирновым Г.А., Фалькевич Б.С., Фаробиным Я.Е., Федосовым А.С., Фрумкиным А.К., Чудаковым Е.А., а также зарубежными учеными Burckhardt M., Kindl W., Engler G., Henker E., Heu H.-J., Leber H., Czinczel A., Gauss F., Damberg E., Lister R., Stump E., и другими.

Данные исследования позволили выделить основные положения разработанных систем тормозного управления: разработка регуляторов основанных на статических исследованиях (РТС), формирует законы управления исходя из квазистатического представления объекта «автомобиль-колесо-дорога»; разработка динамических регуляторов, самыми распространенными из которых являются АБС. Общая классификация САУ тормозными силами представлена на рис. 1.7. Оба направления (статические и динамические системы тормозного управления) охватывают основные области теории торможения автомобиля: исследование качения колеса; устойчивость движения заторможенного колеса; оптимизация параметров тормозной системы; исследование систем автоматического регулирования.

Рисунок 1.7 — Структурная схема САУ тормозным приводом

Данные исследования позволили сформировать общие принципы к методам расчета статических систем распределения тормозных сил, например: оптимизацию параметров тормозной системы и проектирование регулятора [26]; критерий оптимизации с выбором способа регулирования на основании распре-

деления характеристик статического расчета (идеального распределения давления); определение параметров тормозных механизмов в различных режимах торможения [69]. Совокупность исследований показывает, что общая методика расчета базируется на статических исследованиях систем автоматического регулирования давления, а углубление данного направления происходит в научно технической литературе в направлении учета все больших условий для статической модели исследования изменения плеч приложения сил [115], то есть учет перераспределения масс автомобиля (дрейф центра масс) за счет податливости подвески, расчеты с использованием гипотезы о перераспределения реакций только за счет подрессоренных масс [69] и другие. Исследование динамических регуляторов использует сформированную модель для одиночного колеса с управлением, обеспечивающим движение в устойчивой зоне $\varphi - s$ диаграммы.

1.2.1 Статические системы управления тормозным приводом

Применение систем распределения тормозных сил позволяет повысить активную безопасность автомобиля при сохранении, или даже повышении, эффективности торможения, так же приводит к сохранению устойчивого движения транспортного средства. Многолетний опыт использования таких систем привел к реализации множества конструкций регуляторов, описанных в работе [81].

Статические регуляторы разделены на пять основных способов регулирования давления рабочего тела в заднем контуре тормозной системы:

1. Регуляторы с фиксированной точкой включения. Работа регулятора имеет фиксированную точку включения и не зависит от величины нагрузки на транспортное средство. Изменение давления происходит по хорде к идеальному распределению тормозных сил (применяются разного рода дифференциальные клапаны);

2. Регуляторы с плавающей точкой включения зависящие от текущей статической нагрузки на заднюю ось. Регулирование производится, также, по хордам к идеальному распределению тормозных сил (применяются разного рода дифференциальные клапаны);

3. Клапаны ограничения давления с фиксированной точкой – это регуляторы с постоянной точкой включения и нулевым коэффициентом передачи.

Считается, что применение таких регуляторов целесообразно при большой кривизне идеальной характеристики распределения давления - то есть для короткобазных автомобилей с высоким центром масс;

4. Клапаны ограничения давления с плавающей точкой включения, обеспечивающий фиксацию давления в зависимости от текущей статической нагрузки на заднюю ось. Целесообразность применения соответствует автомобилям как в пп3;

5. Лучевое регулирование: характеристика изменения давления соответствует семейству лучей, зависящих от статической реакции на заднюю ось. Основное применение данные регуляторы нашли на грузовых автомобилях [24,39], с пневматическим тормозным приводом (ЗИЛ и КамАЗ).

Появление динамических регуляторов связанно, в основном, с бурным развитием электроники и удешевления ее себестоимости, что позволило серийно применять такие высокотехнологичные системы как АБС и повлекло вытеснение механических средств регулирования. Это связанно, в основном, с низким качеством управления, реализуемого механическими системами. В работе [71], касательно лучевых регуляторов, сказано: «примененная на автомобилях КамАЗ система регулирования тормозных сил дает результаты, не отвечающие требованиям Приложения 10 Правил №13 ЕЭК ООН».

В работе [24] описано, что ввиду наличия нестабильности и изменения параметров, характеристики распределения тормозных сил превращаются из линий в широкие поля. На рис. 1.8 показаны поля, рассчитанные авторами работы [23] для грузового автомобиля категории N2 в предположении, что стабильны все параметры, кроме η меняющегося в пределах ($\pm 5 - 7\%$), активная площадь камер F ($\pm 7 - 9\%$). Указанные разбросы, по мнению авторов, считаются средними для типичных эксплуатационных режимов. Возможность, показанная на рис. 1.8, «...пересечения полей порожнего и полностью груженого АТС показывает бессмысленность регулирования по нагрузке...» [23].

Данный факт был получен автором при проведении сертификационных испытаний автомобилей ЗИЛ. Получение одновременного доведения колес до грани блокирования требовало дополнительные настройки для каждого варианта нагрузки. Так же, комбинированное управление, применение статических РТС и АБС приводит к появлению нежелательных флуктуаций давления на входе к исполнительному механизму - модулятору АБС. В случае динамических регуляторов используется информация о динамическом поведении транспорт-

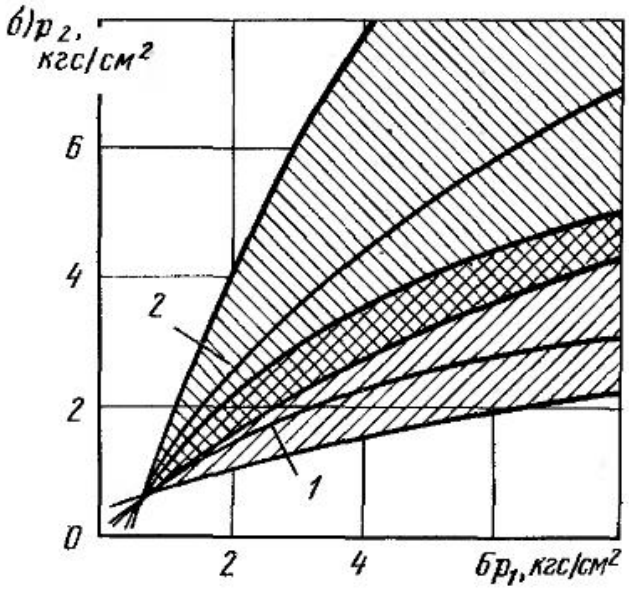


Рисунок 1.8 — Разброс характеристик из-за нестабильности тормозных параметров АТС

ного средства и кинематических параметрах колеса, вследствие чего системы получаются более гибкими и обеспечивают более высокое качество управления.

1.2.2 Динамические системы управления тормозным приводом

По современным электронным регуляторам, пожалуй, некоторая информация сосредоточенна в патентах ввиде блок схем не отражающих сути алгоритмов. В работе [35] представлен вариант, позволяющий реализовывать алгоритм ЭРТС на основании квазистатической модели распределения тормозных сил автомобиля.

В виду своей задачи, АБС является самой распространенной на данный момент системой управления тормозными силами, однако фирмы Bosch и WABCO поставляют на рынок объединенные системы РТС+АБС, где в рамках задачи управления тормозными силами формируются различные законы управления.

Динамические регуляторы представлены в самой распространенной системе АБС. Общая идея данной системы заключается в циклическом управлении давлением колес одной из оси или индивидуально каждого колеса, обеспечивая

поддержание некоторого оптимального тормозного момента. АБС как система управления, представляет собой замкнутый контур (рис. 1.9).

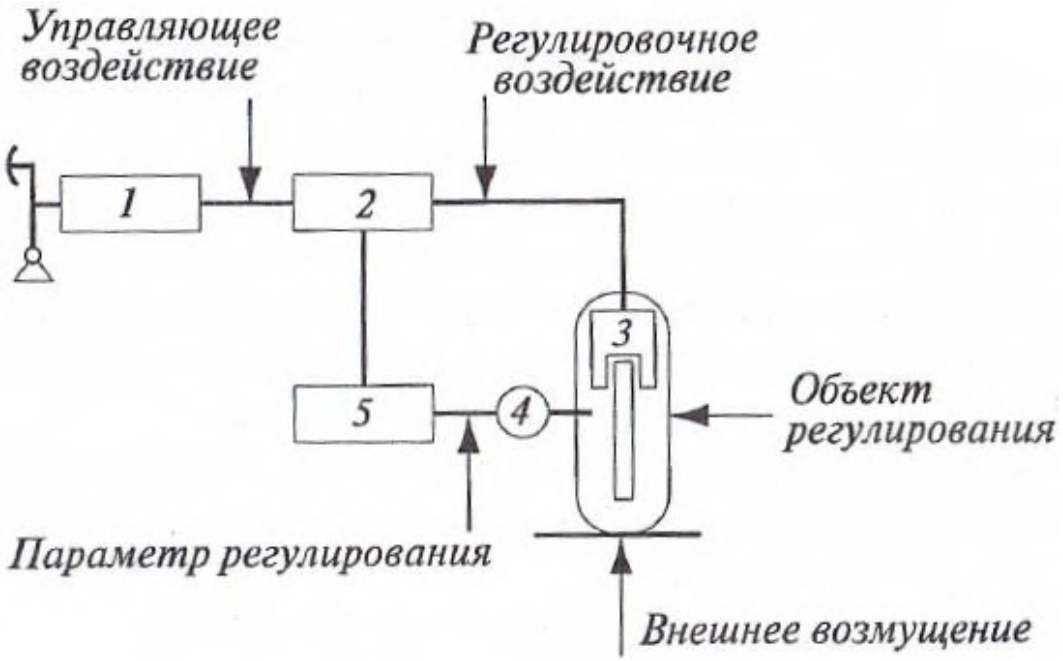


Рисунок 1.9 — Структурная схема антиблокировочной системы: 1 - главный тормозной цилиндр (тормозной кран); 2 - регулировочный клапан АБС; 3 - колесный тормозной цилиндр (тормозная камера); 4 - колесный датчик; 5 - блок управления.

Реализация алгоритмов АБС базируется на следующей идеи: максимальная тормозная сила достигается в однозначно определенной зоне скольжения колеса с опорной поверхностью (точка s' рис. 1.10).

Цикл работы АБС, на основе работ [24] и [74], поясняется на графике рис. 1.10.

Здесь кривая А соответствует обычному процессу торможения, то есть изменению относительного проскальзывания от тормозного момента по сцеплению. Контур Б соответствует периодическому изменению момента тормоза при работе АБС. При торможении момент M_T возрастает достаточно равномерно от нуля до наименьшей величины $M_{T_{\min}}$, при этом замедление колеса увеличивается так же равномерно (до момента M_{T_1}, близкого к максимальному моменту по сцеплению), а затем резко возрастает вследствии развития проскальзывания колеса. В точке 2, соответствующей скольжению s_2 или замедлению колеса $j_{\max}$, вступает в работу автоматический регулятор, резко уменьшающий тормозной момент до величины $M_{T_{\min}}$. Вследствие этого замедление колеса в очень короткий промежуток времени изменяется от максимальной величины, достигнутой

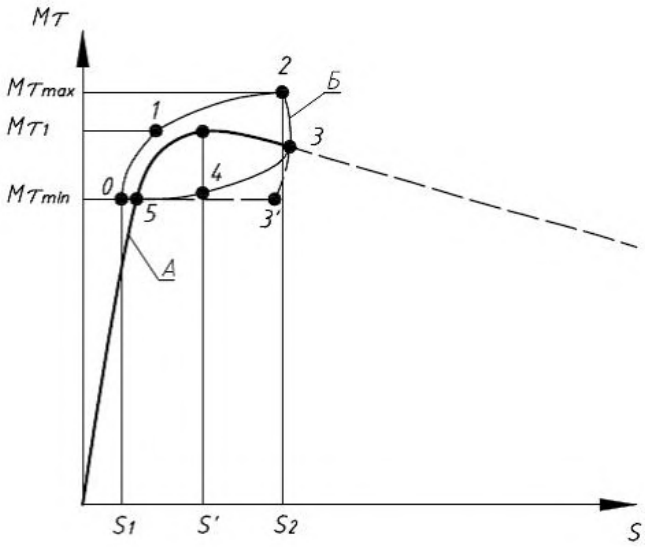


Рисунок 1.10 — Цикл работы антиблокировочной системы

в точке 2, до нуля в точке 3, а затем колесо начинает вращаться ускоренно до момента, определяемого точкой 5. Максимум будет в точке 4. В дальнейшем при скольжении, соответствующему точке 0, вступит в действие система регулирования, которая постепенно доводит момент до максимального значения $M_{T_{\max}}$, и цикл работы повторяется с определенной частотой на протяжении всего процесса торможения.

Как следует из вышеописанного, антиблокировочное регулирование - это управление нелинейным объектом, обладающим сложной взаимосвязью между трением и скольжением. Еще одним препятствием в управлении является то, что линейная скорость колеса не является непосредственно измеримой, и ее необходимо оценить, а определение коэффициента трения между дорогой и шиной требует сложных датчиков или вычислений.

На основании работы [20] принципы регулирования подразделяются на два класса: базовые и модифицированные. К базовым принципам регулирования относятся четыре направления регулирования:

1. Индивидуальное регулирование (IR);
2. Косвенное регулирование (InR);
3. Регулирование по высокому порогу (SH);
4. Регулирование по низкому порогу (SL).

Принцип индивидуального регулирования (IR) заключается в работе экстремального регулятора, когда каждое колесо автомобиля имеет индивидуальную тормозную силу, соответствующую дорожным условиям и требуемому коэффициенту сцепления рис. 1.11 а). Таким образом, оценивая состояние систе-

мы «автомобиль-колесо-дорога», регулирование давления в тормозной камере или цилиндре управляемого колеса производится по индивидуальному каналу с индивидуально рассчитанными темпом и частотой. Такой принцип реализуется оснащением каждого колеса оси датчиком угловой скорости и модулятором тормозного давления. IR принцип обеспечивает высокую эффективность торможения при равномерной загрузке автомобиля и движении по однородной поверхности дороги, так как обеспечивается реализация, близкая к максимальному тормозному моменту на каждом из колес. Использование IR принципа не обеспечивает требуемой управляемости и устойчивости во время экстренного торможения при бортовой неравномерности (отличия параметров сцепления по бортам автомобиля), маневрировании, неравномерной загрузке автомобиля или движении по дороге с поперечным уклоном.

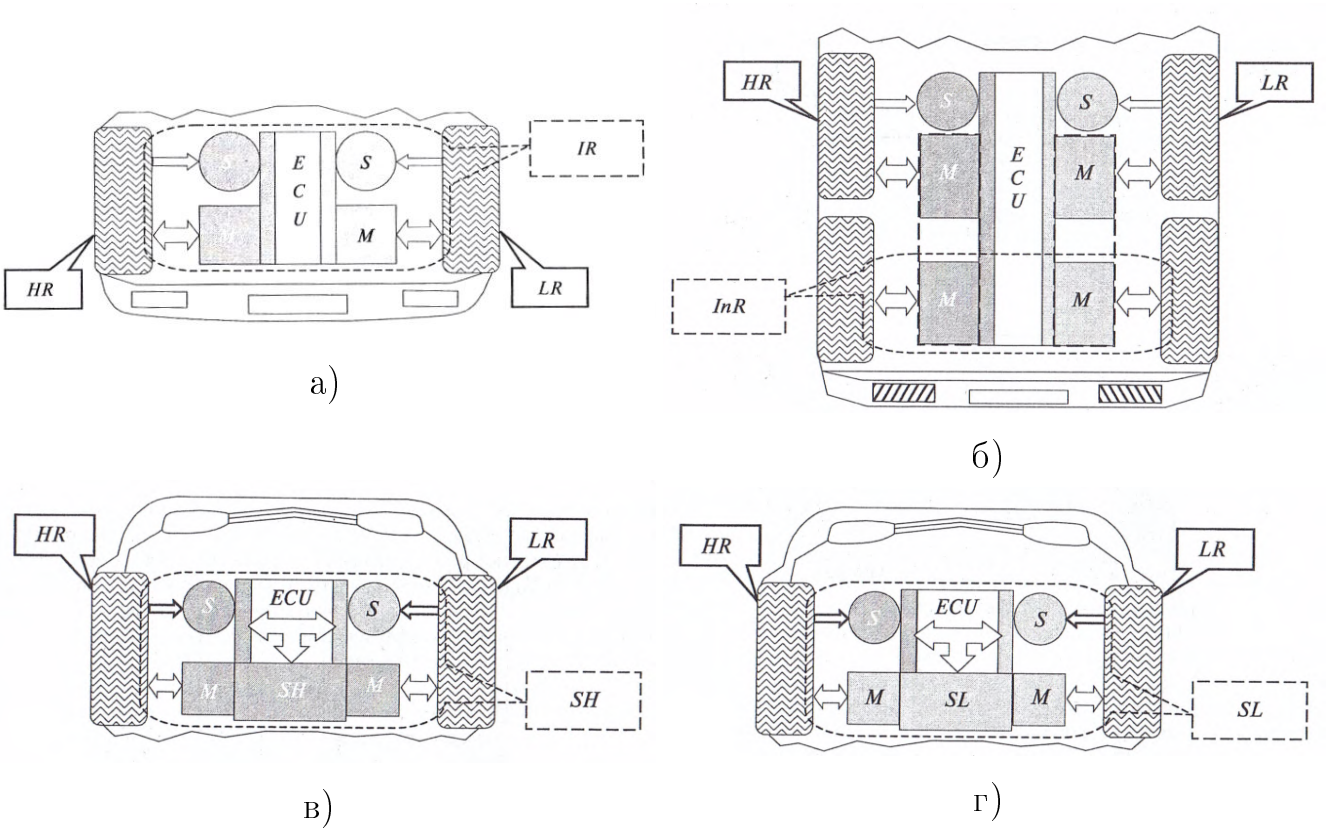


Рисунок 1.11 — Базовые принципы антиблокировочного регулирования: а) индивидуальное регулирование; б) косвенное регулирование; в) регулирование по высокому порогу; г) регулирование по низкому порогу.

Снижение управляемости и устойчивости, при индивидуальном регулировании, иллюстрируется в работе [20] на примере автомобиля с колесной формулой 4x2 и конфигурацией ABS 4S/4M, IR+IR (четыре сенсора/четыре модулятора, все колеса регулируются индивидуально), тормозящего на дороге с

бортовой неравномерностью («микст»). Из-за нарастающей разности тормозных сил на колесах правого и левого борта управляемой оси возникает момент сил, и автомобиль быстро «выталкивается» на часть дороги с более высоким коэффициентом сцепления. Динамика процесса может быть такой, что скорректировать рулевым управлением, а, тем более, удержать первоначальную траекторию движения автомобиля весьма проблематично. В то же время, для колес заднего моста автомобиля с корректно распределенной, относительно центра масс, нагрузкой, возникающий момент не окажет существенного влияния на устойчивость при обеспечении наилучшей тормозной эффективности, поэтому производители АБС широко применяют алгоритмы по принципу IR для регулирования параметров сцепления колес (кроме колес управляемых мостов) автомобилей, автобусов и реже – прицепного состава. Таким образом, использование IR на управляемой оси чревато потерей управляемости и устойчивости в большинстве видов неблагоприятных дорожно-эксплуатационных ситуаций, а применение IR одновременно на обоих мостах короткобазных автомобилей и на автомобилях с недогруженной второй осью грозит опасностью заноса.

Принцип косвенного регулирования InR для управления давлением в тормозном механизме колеса используется информация от другого колеса рис. 1.11 б). Этот технический прием разработчиков АБС позволяет снизить стоимость системы за счет сокращения количества информационных каналов. Отсутствие индивидуального датчика на управляемом колесе позволяет снизить требования к мощности процессора из-за сокращения расчетно-логических операций, согласующих входные и выходные каналы. Такой принцип регулирования традиционно применяется для близко расположенных, одинаковых по конструктивным и эксплуатационным параметрам, колес одного борта на неуправляемых мостах (что имеет место для прицепов и полуприцепов).

Регулирование по высокому порогу SH (рис. 1.11 в)) обеспечивает управление давлением в тормозных механизмах колес по параметрам колеса обладающего максимальным потенциалом по сцеплению, то есть колеса находящегося в наилучших условиях по сцеплению (нагрузке). Регулирование по низкому порогу SL организовано аналогично регулированию по высокому порогу, но с той разницей, что управление давлением происходит по параметрам колеса находящегося в наихудших условиях по сцеплению (рис. 1.11 г)).

Высокопороговое регулирование обеспечивает высокую тормозную эффективность, но наиболее плохую управляемость и устойчивость по тем же при-

чинам, что и для принципа IR. Низкопороговое регулирование имеет явные преимущества в обеспечения управляемости и устойчивости, но при этом увеличивается тормозной путь, так как потенциальные возможности колес находящихся в хороших условиях используются не полностью. Принципы SH и SL в «чистом» виде не применяются в АБС, так как они не эффективны в условиях типа «микст», при криволинейном движении и других сложных дорожно-эксплуатационных ситуациях.

С целью учета взаимосвязи большого числа текущих параметров объекта управления, предотвращения срыва управления или снижения себестоимости оснащения транспортных средств, базовые направления регулирования подверглись модификации и доработке, что дало:

1. Модифицированное индивидуальное регулирование (MIR);
2. Косвенное индивидуальное регулирование (InlR);
3. Косвенное бортовое регулирование (InSR);
4. Модифицированное осевое регулирование (MAR);
5. Модифицированное бортовое регулирование (MSR).

Модифицированное индивидуальное регулирование MIR — принцип работы АБС. Такое регулирование требует индивидуальны информационный и энергетический канал для каждого колеса. Использование принципа MIR позволяет достигать высокой эффективности торможения при движении по однородной поверхности дороги и равномерной загрузке автомобиля, так как возможна реализация максимального тормозного момента на каждом из колес. В то же время в условиях типа «микст» при маневрировании, неравномерной загрузке автомобиля или движении по дороге с поперечным уклоном торможение по принципу MIR обеспечит достаточную эффективность торможения, требуемую управляемость и устойчивость, что важно для регулирования колес управляемого моста (рис. 1.12 а))

MIR регулирование начинается с принципа SL. В начале процесса торможения, после увеличения давления рабочего тела в исполнительных механизмах, колесо находящееся в наихудших условиях по сцеплению начинает быстро терять скорость и стремится к блокированию, входит в режим антиблокировочного регулирования. В то время, как замедление (или проскальзывание) колеса находящегося в наихудших условиях по сцеплению превышает допустимый порог, колесо находящееся в наилучших условиях по сцеплению обеспечивает устойчивое движение в заданных границах, так как созданного давления недо-

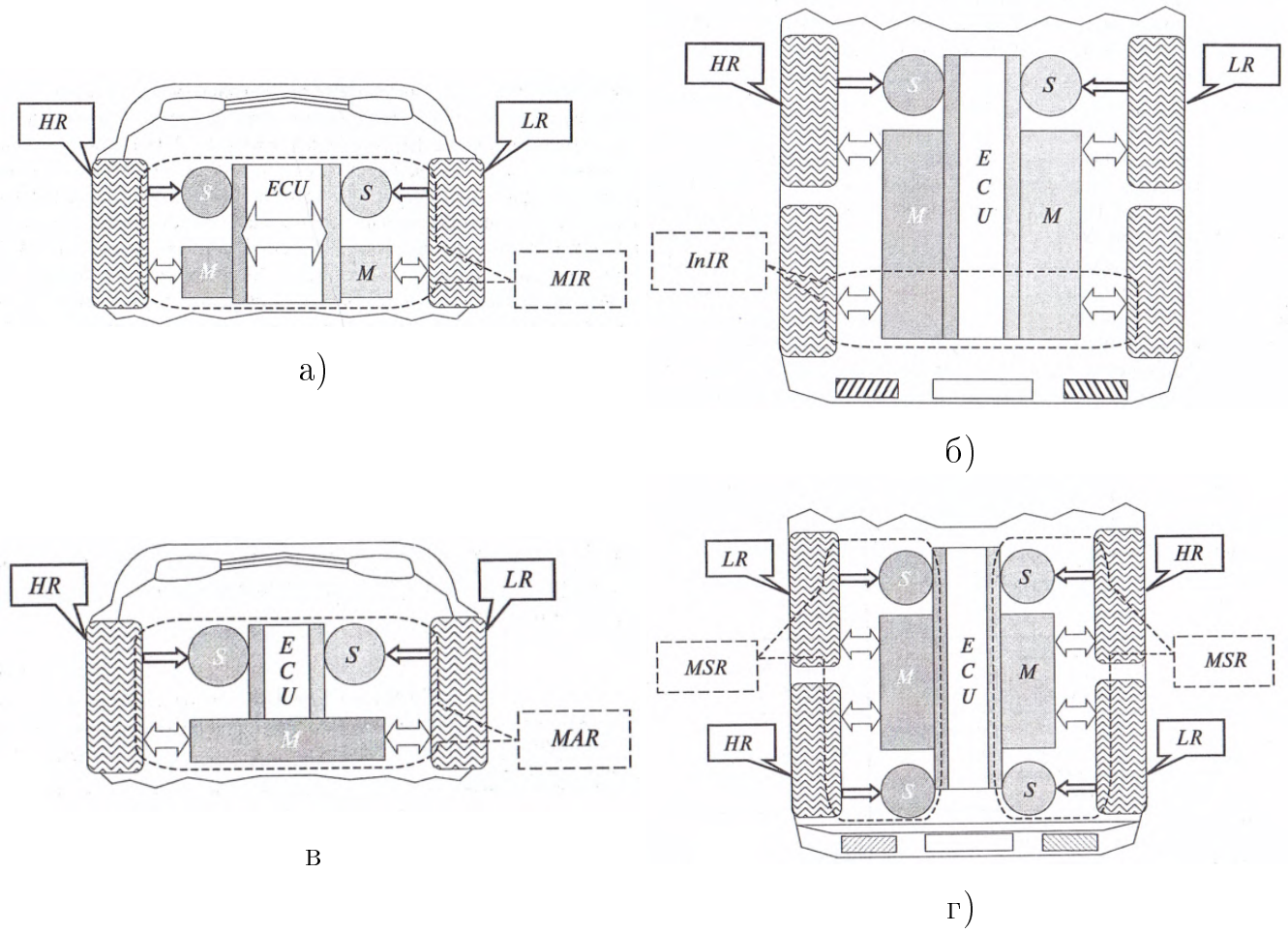


Рисунок 1.12 — Модифицированные принципы антиблокировочного регулирования: а) модифицированное индивидуальное регулирование; б) косвенное индивидуальное регулирование (косвенное бортовое регулирование); в) модифицированное осевое регулирование; г) модифицированное бортовое регулирование.

статочно для появления тенденции к блокированию колеса. Алгоритм MIR, работающий в данный момент по принципу SL, прекращает фазу повышения и начинает фазу снижения давления для колеса находящегося в наихудших условиях по сцеплению и, одновременно, фазу выдержки для колеса находящегося в наилучших условиях по сцеплению. При повторном прохождении порога замедления (проскальзывания) колеса находящегося в наихудших условиях по сцеплению, после того, как ускорение входит в допустимые пределы , фаза понижения сменяется фазой выдержки давления и одновременно фазой понижения давления для колеса, находящегося в наилучших условиях по сцеплению, которая через определенное время сменится фазой выдержки. При достижении опорных значений колеса находящегося, в наихудших условиях по сцеп-

лению, для обоих колес начнется синхронное чередование фаз повышения и поддержания давления. Последующие циклы организованы аналогично с условием постепенного (циклического) увеличения разности давлений между колесами находящимися в наихудших и наилучших условиях по сцепления. За счет плавного перехода в процессе торможения с принципа регулирования SL на принцип IR происходит плавное изменение инерциального момента автомобиля относительно вертикальной оси и обеспечивается возможность своевременной его компенсации за счет рулевого управления. Этим достигается необходимая управляемость и устойчивость. При этом оптимально использован потенциал по тормозной эффективности.

Косвенное индивидуальное InIR (косвенное бортовое регулирование InSR) применяются на многоосных полуприцепах и прицепах (рис. 1.12 б)). InIR – организация регулирования по принципу IR колес одной оси, имеющих прямой информационный канат (то есть индивидуальный датчик угловой скорости колеса), в то время как управление тормозным давлением каждого из них осуществляется от отдельного модулятора, одновременно управляющего близкорасположенным, не имеющим сенсора колесом одного с ним борта но принципу InR.

Модифицированное осевое MAR и модифицированное бортовое MSR регулирования используют принцип SL. Оба принципа связаны со снижением стоимости АБС (рис. 1.12 в),г)) и применяются на многоосных полуприцепах и прицепах. Часто принцип MAR использоваться на управляемом мосту автомобиля при формуле АБС 4S/3M (4 датчика / 3 модулятора) и для легких полуприцепов, формула 2S/1M (2 датчика / 1 модулятор). Для регулирования давления в тормозных механизмах пары колес (одной оси MAR или одного борта MSR) используется один модулятор. В этом случае регулирование ведется по колесу обладающему большей тенденцией к блокированию из этой пары колес, а давление в тормозных механизмах, колеса находящегося в наилучших условиях по сцеплению, равно давлению в тормозных механизмах колеса, находящегося в наихудших условиях по сцеплению. Принцип MAR обладает невысокой эффективность торможения и его применение для каждого конкретного случая требует тщательной оценки на соответствие нормативным документам. Принцип MSR имеет двойственную природу: с одной стороны, управление давлением в тормозных камерах колес одного борта производится по одному каналу (от одного модулятора), с другой — управление модуляторами по бортам произво-

дится независимо (осевой принцип IR для пар колес по борту, управляемых по SL).

Проведен анализ конструктивных и программных мероприятий для повышения качества тормозного управления колесных машин, который иллюстрирует различные эффекты представленные в таблице 2.

Таблица 2 — Классификация конструктивных и программных мероприятий для повышения качества тормозного управления колесных машин

Принцип регулирования АБС	Достоинства	Недостатки
IR	Высокая тормозная эффективность	Конструктивно сложная и дорогая схема. Недостаточное обеспечение устойчивости.
InR	Простая схема	Эффективно только для полуприцепов и прицепов
SH	Высокая тормозная эффективность	Снижается устойчивость автомобиля
SL	Способствует сохранению курсовой устойчивости	Снижается тормозная эффективность
MIR	Одновременное поддержание достаточной тормозной эффективности и устойчивости	Конструктивно сложная и дорогая схема
InIR (InSR)	Простая схема	Эффективно только для полуприцепов и прицепов
MAR	Простая схема	Эффективно только для полуприцепов и прицепов
MSR	Простая схема	Эффективно только для полуприцепов и прицепов

Проведенный анализ научно-технической литературы и патентный поиск показал, что исследование по формированию законов управления тангенциальными силами в зависимости от величины скольжения колеса происходит обособленно от задач формирований величины тормозной силы в зависимости от перераспределения вертикальных реакций. Это означает, что системы распреде-

ления тормозных сил работают по программно заложенным квазистатическим характеристикам, а системы динамического регулирования (АБС) разработаны с использованием фактического (мгновенного) состояния колес по замкнутому контуру обратной связи. Выяснено, что формирование распределения и управления тормозным усилием в настоящее время формируется в едином логическом элементе, что позволяет повышать эффективность и стабильность торможения колесных машин.

Следует отметить, что новые подходы к созданию алгоритмов АБС, потребуют качественно других принципов регулирования, учитывающих иерархическое взаимовлияние объекта «автомобиль-колесо-дорога».

1.3 Параметры регулирования АБС

Для антиблокировочного управления важен вопрос выбора параметров регулирования, который связан с организацией управляющих воздействий. В некоторых случаях, используемые параметры регулирования получили название - «философия регулирования» [84,85]. В научно технической литературы [20] выделено три направления, по которым строится следящая часть АБС (рис. 1.13).

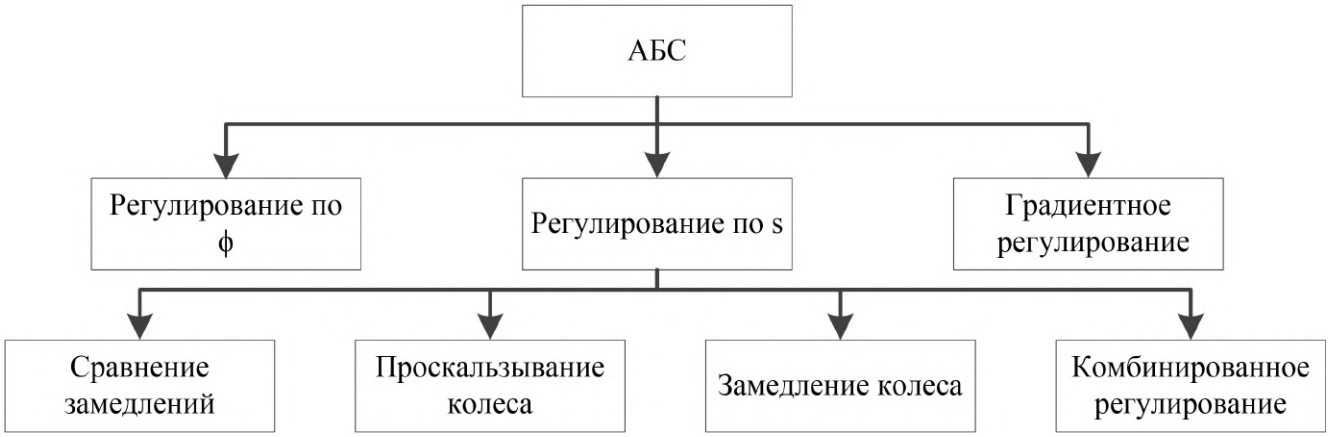


Рисунок 1.13 — Классификация АБС по параметрам регулирования

Регулирование по проскальзыванию (s-регулирование) предполагает формирование вектора управления исходя из отслеживания изменения проскальзывания колеса, что дает положение относительно максимума $\varphi - s$ диаграммы. В

реализованных алгоритмах АБС такой контроль осуществляется следующими способами:

- использование режима равенства приведенного углового замедления и его дальнейшее поддержание в заданных пределах;

- определение относительного проскальзывания и его дальнейшего поддержания в заданных пределах;

- использование порогового замедления тормозящего колеса;

- комбинированное использование пороговых значений относительного проскальзывания и замедления колеса.

Появление регулирования по коэффициенту сцепления (φ-регулирование) было обусловлено невозможностью систем, работающих по проскальзыванию, учитывать силовое взаимодействие и флуктуацию параметров в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, которые дают информацию о величине тангенциальной силы. Системы регулирования по коэффициенту сцепления требуют значение тормозной силы в пятне контакта колеса с опорной поверхностью или тормозного момента по сцеплению, что предъявляет серьезные требования к информационно-логической части, приводящей к усложнению АБС. В большинстве случаев, эта задача решается прямым измерением тормозной силы (момента) в контакте колеса с дорогой [32,47,101]. Однако, данный метод не нашел применения в серийном исполнении.

Другой метод [116], используемый компанией Bosch, основан на аналитическом вычислении окружной силы с использованием информации, измеряемой стандартной системой (давление в исполнительных механизмах и угловая скорость колес).

Градиентное регулирование основано на отслеживании области работы колеса одновременно как по направлению изменения коэффициента сцепления (φ), так и относительного проскальзывания (s). Обычно для таких систем параметром регулирования выбирают производную коэффициента сцепления по проскальзыванию ($\frac{d\varphi}{ds}$).

Все вышеперечисленные системы АБС объединяет один факт, что для построения алгоритма управления с любым из предложенных параметров регулирования используется модель одиночного колеса, например в системах разработанных фирмами Bosch и WABCO, а так же системах Ахметшина А.М. [5] и Нефедьева Я.Н. [43], которые серийно устанавливались на грузовые автомобили ЗИЛ.

В работе [43] обосновывается использование модели одиночного колеса и ее применение для плоской модели автомобиля, получившая серийную реализацию системы для автомобилей ЗИЛ с индивидуальным управлением.

Гипотеза состоит в том, что объект управления определяется $\varphi - s$ диаграммой полностью, следовательно он полностью идентифицируем, а основная информация - абсцисса глобального максимума для тангенциальной силы, которая для одиночного колеса определена зависимостью:

$$R_x = (\frac{G_a l_2}{L_a} \pm G_a \frac{h_g}{L_a} \frac{j}{g}) \varphi_x \tag{1.4}$$

Решая уравнение (1.4) относительно R_x, с учетом $R_x = G_a \frac{j}{g}$, получается:

$$R_x = \frac{\frac{G_a l_2}{L_a} \varphi_x}{1 \mp \frac{h_g}{L_a} \varphi_x} \tag{1.5}$$

Где функция (1.5) исследована на экстремум, с использованием частной производной по проскальзыванию:

$$\frac{\partial R_x}{\partial s} = \frac{\partial \varphi_x}{\partial s} \frac{\frac{G_a l_2}{L_a}}{(1 \mp \frac{h_g}{L_a} \varphi_x)^2} \tag{1.6}$$

Тем самым, считается, что экстремум тормозной реакции и коэффициента продольной силы имеют место при одном и том же значении относительного проскальзывания.

1.4 Типовая математическая модель объекта управления

Первостепенно для формирования и решения задачи синтеза необходимо построение математической модели, как говорил Зельдович Б.Я. [31]: «Задача может быть доведена до конца, если она сформулирована математически». Под моделью понимается некий объект-заместитель, который, в определенных условиях, заменяет изучаемый объект-оригинал, воспроизводя наиболее существенные его свойства и обеспечивая большее удобство оперирования [65]. Одно из основных требований к модели для проведения расчетов – «функциональность», то есть пригодность модели для достижения поставленной цели.

В контексте данной работы модель функциональная, если она обеспечивает адекватную идентификацию текущего состояния моделируемого объекта и отражает динамику его развития. В этой области важнейший вклад в результате теоретических и экспериментальных работ внесли Е.А. Чудаков, А.Б. Гредескул, Ю.А. Ечеистов, В.И. Кнозор, В.А. Пертушов, А.А. Ревин, Б.С. Фалькевич и другие ученые. В общем случае, для определения закона движения автомобиля в режиме торможения необходимо определить величину тангенциальных сил. Тангенциальные силы, как и их сумма, характеризуются действующей вертикальной реакцией и коэффициентом сцепления с опорной поверхностью при изменении тормозного момента на исполнительных механизмах. В свою очередь, величина вертикальной реакции зависит от интенсивности замедления, которое определяется тангенциальной силой.

То есть объект «автомобиль-колесо-дорога» представляет иерархическую структуру, где динамика объекта нижнего уровня «колесо-дорога» накладывает связи на объект верхнего уровня «автомобиль» и имеет обратную связь, от «автомобиля» к объекту «колесо-дорога».

1.4.1 Математическая модель объекта «колесо-дорога»

Колесо является важнейшим компонентом взаимодействия автомобиля с опорной поверхностью, так как характеристики автомобиля напрямую определяются характеристиками шины. Колесо осуществляет взаимодействие автомобиля с основным элементом внешней среды – дорогой. Через колесо передаются силы, которые удерживают автомобиль на дороге, передвигают и останавливают его, заставляют изменять направление движения.

Физические процессы, проходящие как в зоне контакта шины с дорогой, так и в теле шины, описываются рядом моделей, устанавливающих силовые, кинематические и энергетические зависимости. Используя работу [24] опишем качение реального эластичного колеса в режиме торможения, катящегося прямолинейно по твердой ровной дороге.

Уравнение вращения тормозящего колеса (рис. 1.14) при учете силовых составляющих баланса, имеет вид (1.7), где функционирование объекта управ-

ления определяется при отсутствии изменения вертикальной реакции, а колесо рассматривается как твердое тело.

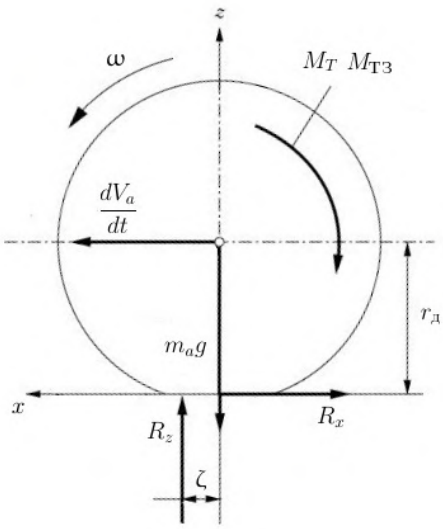


Рисунок 1.14 — Расчетная схема колеса

$$J_k \frac{d\omega}{dt} = R_z \varphi_x r_д - M_T - \zeta R_z - M_{ТЗ} \frac{u_{ТЗ}}{\eta_{ТЗ}} \tag{1.7}$$

При экстренном торможении, влиянием тормоза замедлителя и сопротивлением качению пренебрегают [68] в связи с существенной разницей по сравнению с тормозными силами. Тогда уравнение (1.7) приобретает вид:

$$J_k \frac{d\omega}{dt} = R_z \varphi_x r_д - M_T \tag{1.8}$$

В рассматриваемом уравнении важную роль имеет реализуемая тангенциальная сила, которая определяется как произведение нормальной реакции (R_z) на коэффициент сцепления в продольном направлении (φ_x). В научно-технической литературе [38,53,68] φ_x принято определять исходя из эмпирической зависимости коэффициента сцепления в продольном направлении от коэффициента относительного скольжения:

$$\begin{cases} \varphi_x = \varphi(s) \\ s = 1 - \dfrac{r_д \omega}{V_a}. \end{cases} \tag{1.9}$$

На практике, $\varphi - s$ диаграмма определяется путем аппроксимации значений φ_x, полученных на специальных шинных стендах, задавая, в установившихся режимах, варьируемый параметр s.

1.4.2 Прямолинейное движение автомобиля и перераспределение вертикальных реакций

Основные работы [18,79], посвященные вопросам тормозной динамики, используют классическую расчетную систему действующих на автомобиль сил. В процессе торможения, когда к колесам подводятся тормозные моменты и в контакте колес с дорогой возникают и увеличиваются тормозные силы, то появляется и увеличивается замедление. Под действием сил инерции, пропорционально замедлению, перераспределяются нормальные реакции. Для определения величин перераспределения вертикальных реакций двухосного автомобиля в процессе торможения на горизонтальном участке пути, традиционно, исходят из работ Н.А. Бухарина, А.Б. Гредескула, Е.А. Чудакова, Г.А. Смирнова.

В работе [115] особую роль уделяют физико-кинематическим условиям при торможении автомобиля, колебательным процессам, расчетным характеристикам торможения. Общая методика расчета прямолинейного движения автомобиля для определения показателей эффективности торможения основана на анализе всех приведенных сил, действующих на автомобиль, где рассматривается плоская расчетная схема автомобиля.

Прямолинейное движение автомобиля в процессе торможения на твердой поверхности, описывается следующими уравнениями:

$$\sum R_x^i - W_L = m_a \frac{dV_a}{dt}. \tag{1.10}$$

$$\sum R_z^i + W_Z - m_a g = 0. \tag{1.11}$$

$$R_z^{\text{п}}(l_1 + \zeta) - R_z^{\text{з}}(l_2 - \zeta) - \sum R_x^i h_g + M_y = \sum J_i \frac{d\omega_i}{dt}. \tag{1.12}$$

При расчете изменения вертикальных реакций, общеприняты следующие допущения:

- движение автомобиля происходит по твердой, ровной, не деформируемой поверхности;

- кузов автомобиля является твердым телом, имеющим продольную плоскость симметрии, масса кузова сосредоточена в центре подрессоренных масс и находится в продольной плоскости симметрии;

- условия сцепления колес по бортам автомобиля одинаковы;

- влияние поперечных реакций дороги отсутствует;

- движение рассматривается только в проекции на продольную плоскость автомобиля;

- точки приложения реакций в контактах шин с дорогой принимаются в середине отпечатков;

- не учитывается момент инерции трансмиссии и влияние дифференциала ведущего моста на вращение колес;

- колебания системы предполагаются малыми и пренебрегается изменение приложения силы.

Все выше описанные допущения приводят к тому факту, что момент инерции галопирования и гравитационные силы достаточно малы и принимаются равными нулю ($M_y \approx 0$ $W_Z \approx 0$), а инерциальный силы от вращения колес много меньше инерциальных сил от автомобиля $\sum J_i \frac{d\omega_i}{dt} \ll m_a \frac{dV_a}{dt} h_g$, $\zeta G_a + W_L \ll m_a \frac{dV_a}{dt} h_g$. С учетом этих допущений решая уравнения (1.10-1.12) относительно вертикальных реакций, получаем:

$$\begin{cases} R_z^{\text{п}} = \dfrac{G_a l_2}{L_a} + G_a \dfrac{h_g}{L_a} \dfrac{j}{g} \\ R_z^{\text{з}} = \dfrac{G_a l_1}{L_a} - G_a \dfrac{h_g}{L_a} \dfrac{j}{g}. \end{cases} \tag{1.13}$$

При рассмотрении регламентных требований [55] к распределению тормозных сил, происходит анализ статических решений динамической задачи, предъявляется условие идеального распределения тормозных сил, где тормозная сила используется пропорционально вертикальной реакции:

$$\frac{R_x^{\text{п}}}{R_z^{\text{п}}} = \frac{R_x^{\text{з}}}{R_z^{\text{з}}}. \tag{1.14}$$

Данные требования вытекают из связи тангенциальных сил и вертикальных реакций на оси. Тангенциальная сила для каждого колеса, создаваемая тормозными механизмами, определяется как произведение вертикальной реакции на коэффициент сцепления колеса с дорогой (1.15) и уравнение (1.10) при-

обретает следующий вид (1.16).

$$R_x = R_z \varphi_x. \tag{1.15}$$

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = \sum R_z^i \varphi(s_i) \tag{1.16}$$

При исследовании плоской («велосипедной») модели, решая совместно уравнения (1.13) и (1.16) можно записать уравнение (1.17), определяющие взаимодействие колес с опорной поверхностью и перераспределение вертикальных реакций.

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{-\frac{G_a l_2}{L}\varphi(s_{\text{п}}) - \frac{G_a l_1}{L}\varphi(s_{\text{з}})}{m_a + \frac{h_g}{L}\frac{G_a}{g}\varphi(s_{\text{п}}) - \frac{h_g}{L}\frac{G_a}{g}\varphi(s_{\text{з}})} \tag{1.17}$$

Как можно заметить, связь, формирующая текущее замедления автомобиля, определяется динамическим состоянием колес передней и задней оси, а так же кинематическими (геометрическими) параметрами автомобиля (точки приложения тангенциальных сил на колесах и центром масс автомобиля).

При исследовании пространственной модели объекта «автомобиль-колесо-дорога» с индивидуальными характеристиками колес левого и правого борта уравнение (1.17) не применимо.

1.4.3 Математическая модель тормозного механизма

Исследования проведенные в работе [6] показывают (рис. 1.15), что применяемые на автомобилях тормозные механизмы представляют собой нелинейный элемент, характеризующийся петлевой гистерезисной зависимостью тормозного момента от создаваемого в приводе давления рабочего тела. Однако вполне допустимо также использование линейной модели.

В пределах заданного рабочего хода тормозного цилиндра, усилие для современных тормозных механизмов является величиной постоянной и определяется как:

$$N_{\text{Ц}} = pF_{\text{ЭФФ}} \tag{1.18}$$

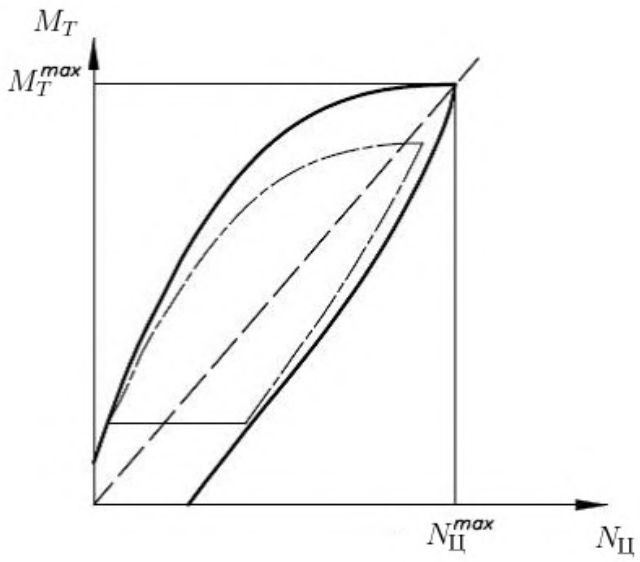


Рисунок 1.15 — Петлевая гистерезисная характеристика тормозного механизма

Значение тормозного момента, развиваемого однодисковым механизмом, прямопропорционально прижимной силе, коэффициенту трения и эффективному радиусу, получаем линейную модель тормозного механизма (1.19).

$$M_T = 2\mu r_s p F_{ЭФФ} = k_T p \tag{1.19}$$

Цель и задачи исследования

Проведенный обзор и анализ систем активной безопасности в режиме торможения показывает, что, на данный момент, существует ряд конструктивных и программных мероприятий совершенствования тормозного управления автомобиля. Задача тормозного управления рассматривается в двух обособленных вариантах: во-первых, регулирование тормозных сил с учетом перераспределения вертикальных реакций; во-вторых - управление колесом с учетом нелинейного взаимодействия объекта «колесо-дорога». Однако, такое разделение объекта «автомобиль-колесо-дорога», при решении задач тормозного управления, убирает иерархические связи, которыми обладает реальный объект исследования.

Целью настоящей работы является разработка метода построения тормозного управления, учитывающего взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

1. Разработать метод расчета и синтеза контура тормозного управления при экстренном торможении с учетом взаимного влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами;

2. Разработать математическую модель гидрообъемного тормозного привода с исполнительными механизмами антиблокировочной системы и математическую модель объекта «автомобиль-колесо-дорога», которые применяются для исследования тормозного управления колесных машин;

3. Разработать алгоритм управления давлением рабочего тела в тормозных механизмах каждого колеса учитывающий взаимное влиянии колес каждой оси, взаимодействие колеса с опорной поверхностью и перераспределения вертикальных реакций;

4. Разработать расчетно-имитационный комплекс для исследования тормозной динамики автомобиля;

5. Провести дорожные эксперименты и сопоставлены результаты применения предлагаемого алгоритма с известным алгоритмом индивидуального управлением.

В работе применяются общепринятые понятия: как классической теории торможения, теории автоматического управления с использованием понятий фазовых траекторий, фазовый вектор состояния объекта, принципы оптимального управления и адаптивного управления и т.д.

Глава 2. Теоретическое исследование тормозного управления колесных машин

В данной главе исследуется и решается вопрос тормозного управления для объекта «автомобиль-колесо-дорога», который используется при формировании законов регулирования тангенциальных (тормозных) сил. Управление должно быть определено связями иерархического объекта, учитывающего нелинейное взаимодействие колес с опорной поверхностью, перераспределение вертикальных реакций, изменение управляющих сигналов, фазовых координат и отклика объекта «автомобиль-колесо-дорога».

С математической точки зрения, прямолинейное движение автомобиля в каждый момент времени характеризуется следующими величинами: пройденным расстоянием S, скоростью движения $V_a = \frac{dS}{dt}$, а также производными более высокого порядка. Эти величины меняются с течением времени под воздействием водителя на органы управления, что формирует давление (p) рабочего тела в тормозном приводе исполнительных механизмов и приводит к изменению тангенциальной силы ($\sum R_x$), влияющей на скорость движения автомобиля. Таким образом, имеются связанные между собой параметры: управляющие воздействия (p), параметры состояния или фазовые координаты объекта (S,V_a) и $\sum R_x$ – отклик на изменение управляющих воздействий.

Исследование процесса экстренного торможения предполагает: во-первых, изучение условий получения экстремальных характеристик изменения фазовых траекторий; во-вторых, решение задачи формирования необходимого управления при отклонениях от оптимальной (экстремальной) траектории под воздействием возмущений. В общем виде экстремаль для рассматриваемой динамической системы «автомобиль-колесо-дорога» существует как решение функциональной задачи, поставленной в работе [6]:

$$\frac{dV_a}{dt} = f(m_a,L,l_1,l_2,h_g,V_a,t,p_{\text{п}},p_{\text{з}},\varsigma) \to max \tag{2.1}$$

Графически задача экстренного торможения иллюстрируется на рис. 2.1. Для начального момента времени $t = 0$ можно подобрать такие значения тормозных сил, не учитывая переходных процессов объекта «колесо-дорога», что будет выполняться условие (2.2) функционала (2.1), определяемое характеристикой коэффициента сцепления (φ_x) с опорной поверхностью ($j_{\max} = \varphi_x g$).

$$\frac{dV_a}{dt} = j_{\max}. \tag{2.2}$$

Тогда, условие (2.2) представляет наклонную прямую 1 (рис. 2.1), значение замедления для которой не может быть ниже определенного из условия максимального сцепления с дорожным полотном. Наличие разного рода переходных процессов, свойственных любому реальному объекту, вызывает смещение данной характеристики по времени вправо (кривая 2). Однако, максимальная величина замедления j_{max} (угол касательной в каждый момент времени к кривой 2) также будет ограничен условием (2.2), вследствие чего реализация функционала (2.1) означает минимум площади фигуры под кривой 2, что, с точки зрения физического процесса, соответствует условию минимизации тормозного пути, вычисляемого как функция изменения скорости по времени (2.3).

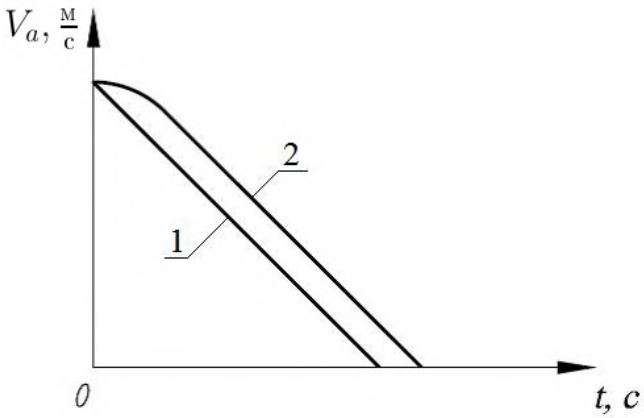


Рисунок 2.1 — График изменения скорости автомобиля: 1 – без учета влияния переходных процессов; 2 – с учетом переходных процессов.

$$S = \int_{t_0}^{t_1} V_a(t)dt \to min. \tag{2.3}$$

Принятый в виде (2.3) функционал качества торможения объекта «автомобиль-колесо-дорога» дает задачу оптимального управления.

2.1 Анализ влияния изменения вертикальных реакций на объекте «колесо-дорога» при антиблокировочном регулировании

В научно-технической литературе принято использовать установленное распределение тормозных сил [16], которое для квазистатического случая подчиняется ряду алгебраических выражений и вычисляется как функция от замедления $R_z = f(\frac{dV_a}{dt})$. Анализ влияния изменения вертикальной реакции на объекте «колесо-дорога» проводится с моделью колеса, имеющей зависимость от вертикальной реакции. При решении уравнений движения объекта «колесо-дорога» изменение установленной реакции возникает под «собственным» управлением (изменение тангенциальных сил на рассматриваемом колесе) или является следствием «внешнего» возмущения (где рассматриваемое колесо не является источником изменения вертикальной реакций). Тогда модель одиночного колеса приобретает вид (2.4):

$$\begin{cases} J_{\text{к}}\dfrac{d\omega}{dt} = f(R_z)\varphi_x r_{\text{д}} - k_T p \\ m_a\dfrac{dV_a}{dt} = -\varphi_x f(\dfrac{dV_a}{dt}) \\ \varphi_x = \varphi(s) \\ s = \dfrac{V_a - \omega r_{\text{д}}}{V_a} \end{cases} \tag{2.4}$$

Первый случай (2.5) инерциальной связи иерархического объекта «автомобиль-колесо-дорога» иллюстрируется на рис. 2.2 а). При изменении давления рабочего тела (p) в исполнительном механизме объекта «колесо-дорога» возникает изменение тангенциальной силы (R_x), оказывающей влияние на объект «автомобиль», что в свою очередь приводит к изменению линейной скорости (V_a), и влияющей через замедление ($\frac{dV_a}{dt}$) на объект «автомобиль-колесо-дорога» и приводящей к изменению вертикальной реакции (R_z) на объекте «колесо-дорога». Тогда k_j в формуле (2.5) описывает конструктивные (геометрические) параметры автомобиля, влияющие на перераспределение вертикальных реакций $k_j = m_a\frac{h_g}{L_a}$.

$$f(R_z) = R_{z_0} \pm k_j\frac{dV_a}{dt} \tag{2.5}$$

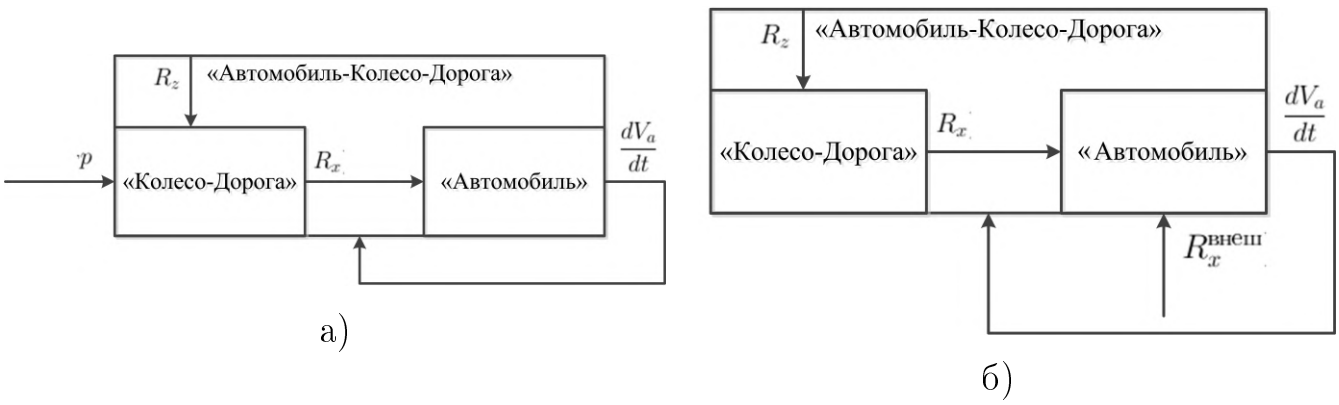


Рисунок 2.2 — Диаграмма иерархии объекта «автомобиль-колесо-дорога».: а) внутреннее возмущение; б) внешнее возмущение

Второй случай (2.6), представляющий изменение вертикальной реакции $f(R_z)$ как отклик на внешнее возмущение, иллюстрируется на рис. 2.2 б). Когда на объект «автомобиль» приходит внешнее возмущение (например от другого колеса), то сила ($R_x^{внеш}$) оказывает влияние на объект «автомобиль», что приводит к изменению линейной скорости (V_a) и замедлению ($\frac{dV_a}{dt}$), влияющему на вертикальную реакцию объекта «колесо-дорога». Тогда k_t описывает как конструктивные (геометрические) параметры автомобиля, влияющие на перераспределение вертикальных реакций, так и параметры тормозной системы как внешнего возмущения.

$$f(R_z) = R_{z_0} \pm k_t t \tag{2.6}$$

Опуская инерциальные составляющие «внешнего» возмущения, момент по сцеплению будет соответствовать тормозному моменту ($M_\varphi = M_T = k_T^{внеш} p$), и принимая функцию изменения давления в приводе как линейную по времени $\frac{dp}{dt} = k_p$, получаем систему уравнений для изменения вертикальной реакции:

$$\begin{cases} f(R_z) = R_{z_0} \pm k_t t \\ k_t = \frac{h_g}{L_a} \frac{k_T k_p}{r_д} \end{cases} \tag{2.7}$$

Исследование уравнений (2.4, 2.5, 2.7) происходит при управлении давлением в приводе с применением трехфазного регулирования:

$$p = \begin{cases} p_{\max} - \text{подъем давления;} \\ p_{\min} - \text{сброс давления;} \\ p_0(t) - \text{удержание давления.} \end{cases} \tag{2.8}$$

Такое управление реализовано в большинстве алгоритмов АБС, известных в настоящее время, что позволяет сфокусироваться на анализе влияния вертикальных реакций при идентичном управлении.

На рис. 2.3 и рис. 2.4 показаны результаты математического моделирования антиблокировочного управления для случая (2.5) и (2.7) соответственно. Во всех вариантах формирование управляющих сигналов происходило с идентичными пороговыми значениями проскальзывания.

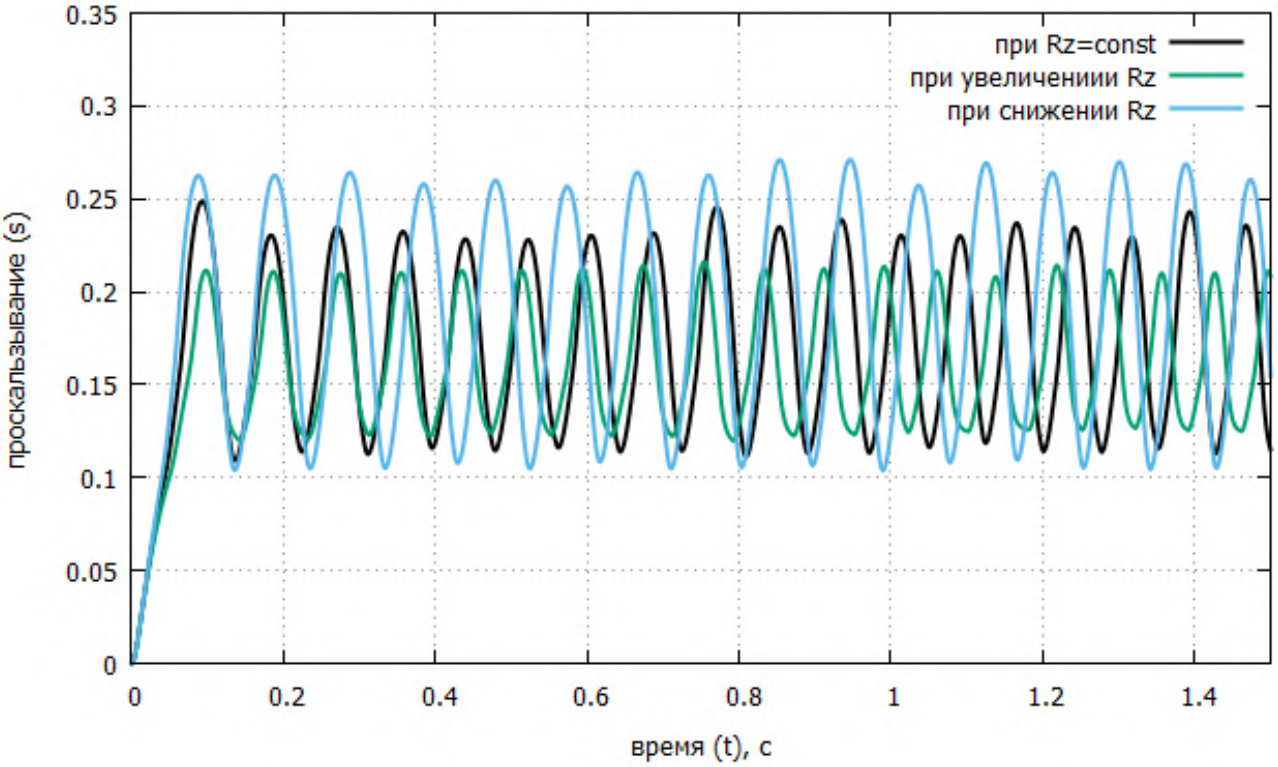


Рисунок 2.3 — Диаграмма АБС управления объекта «колесо-дорога» с внутренним возмущением

Как видно из графиков, изменение вертикальной реакции на колесе приводит к смещению рабочей характеристики объекта «колесо-дорога» при антиблокировочном управлении в зону больших или меньших скольжений. Так при снижении вертикальной реакции происходит все больший выход колеса в неустойчивую зону качения, а при увеличении вертикальной реакции объект «колесо-дорога» обеспечивает самостабилизацию и не приводит к таким явным перерегулированиям. Стоит отметить, что внешнее возмущение проводит к смещениям, пропорциональным функции изменения внешнего возмущения, в то время как собственное возмущение приводит к равномерному смещению, определенному исходя из структуры объекта.

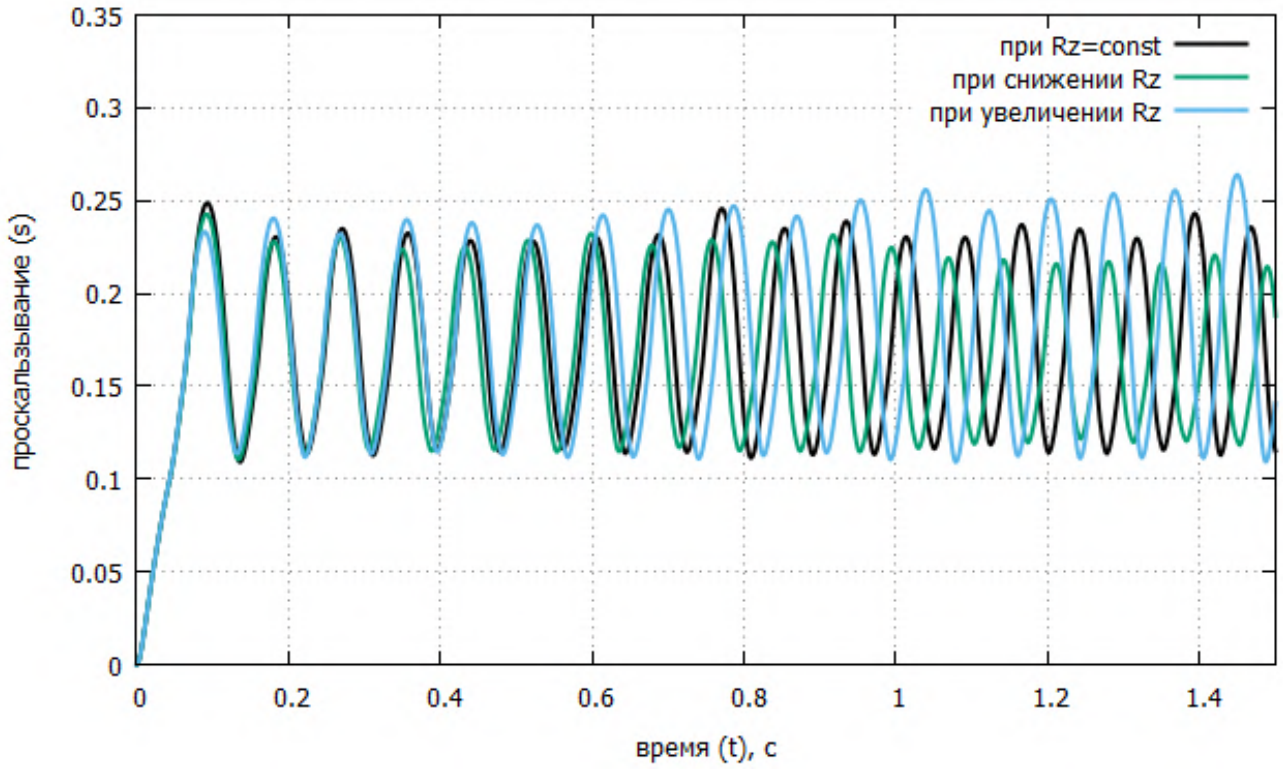


Рисунок 2.4 — Диаграмма АБС управления объекта «колесо-дорога» с внешним возмущением

В первую очередь это связано с тем фактом, что при собственном возмущении изменение вертикальной реакции (R_z) является смещенной по фазе (и, конечно же, по амплитуде) характеристикой от угловой скорости колеса, «отфильтрованной» через объект «колесо-дорога». В то время как внешнее возмущение изменяет параметры, входящие в объект «колесо-дорога».

Для обеспечения устойчивого качения колеса большинство производителей антиблокировочных систем предпочитают работать в доэкстремальной зоне проскальзывания, до максимума $\varphi - s$ диаграммы (рис. 2.5), что позволяет, в среднем, обеспечить допустимый уровень качества управления.

Однако данные свойства объекта управления могут быть учтены. Смещение характеристик под собственным управлением определяется только рассматриваемой осью: так для колес задней оси при повышении давления в приводе колес передней или задней оси применимы уравнения (2.5, 2.7) со знаком минус соответственно, а для передней оси со знаком плюс.

Таким образом, видна возможность реализации управления тангенциальными силами, которое предотвращает выход колеса в зону неустойчивого качения под действием изменяющейся вертикальной реакции. Такое управление должно включать свойства приспосабливаемости, основанной на изменении вер-

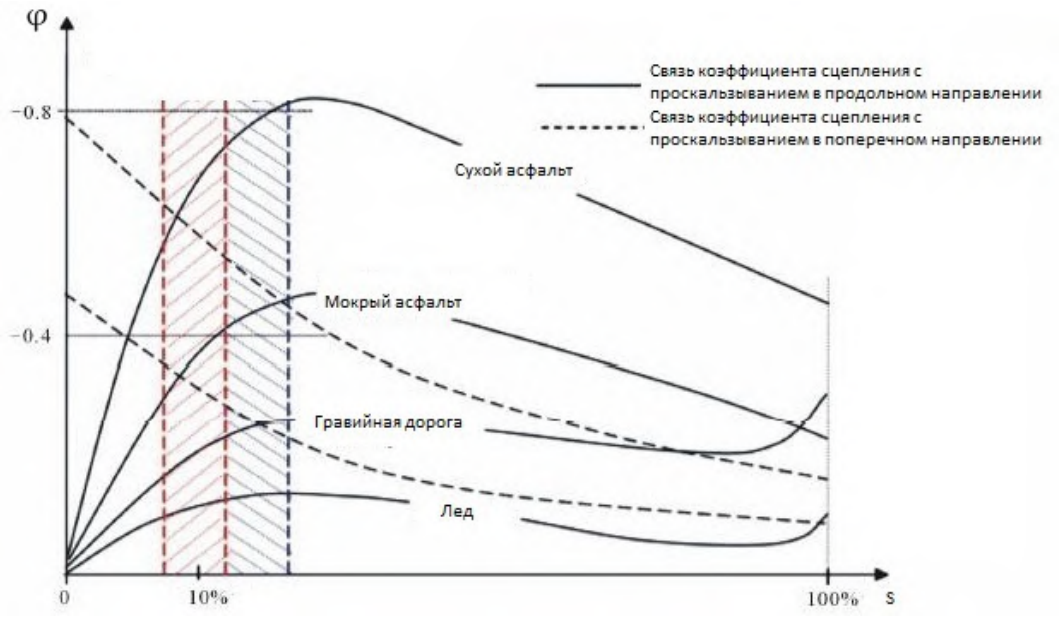


Рисунок 2.5 — $\varphi - s$ диаграмма с зонами управления АБС

тикальной реакции и поиске глобального максимума, то есть решения уравнения вида: $\frac{\partial R_x}{\partial \omega} = \frac{\partial R_z}{\partial \omega}\varphi_x + \frac{\partial \varphi_x}{\partial \omega}R_z = 0$.

2.2 Задача синтеза тормозного управления

Как было выявлено, в случае экстренного торможения требуется регулирование тангенциальных сил, которое учитывает изменение вертикальных реакций при антиблокировочном управлении. Так как объект не является вышедшим на установившееся замедление, а рабочие частоты объектов «колесо-дорога» редуцируются на объект «автомобиль» и приводят к изменению вертикальных реакций, то возможны мероприятия по организации в циклах работы АБС учета изменения (перераспределения) вертикальных реакций и придания свойств прогнозируемости по этим параметрам для контура антиблокировочного управления.

В данном разделе будут рассмотрены аналитические методы формирования общих взаимосвязей, позволяющих в дальнейшем перейти к синтезу самого алгоритма. Стоит отметить, что ввиду сложности исследуемого объекта применение классических методов теории управления [14], вариационного исчисления [4] для объекта, в котором учтено нелинейное взаимовлияние колес передней и задней оси с опорной поверхностью и перераспределение вертикаль-

ных реакций, является крайне затруднительным. Поэтому решение ищется с использованием аппарата вариационного исчисления на основе принципа максимума Понтрягина [54] и его развития для особых оптимальных траекторий [22].

2.2.1 Определение оптимального тормозного управления для плоской модели автомобиля

Как было сказанно, определенный функционал качества (2.3) управления объектом «автомобиль-колесо-дорога» дает задачу оптимального управления. Однако данная задача отлична от задачи быстродействия тем, что «качество» переходного процесса оценивается не затраченным временем, а пройденным тормозным путем.

Если вводить на каждой траектории новое время (τ), связанное со старым временем дифференциальной записью $d\tau = V_a(t)dt$, то в новом времени функционал (2.3) принимает вид (2.9). Заметим, что в случае (2.9) функционал зависит от времени перехода: $J \propto t_{\text{ост}} - t_0$. Таким образом, функционал (2.3) является частным случаем функционала для задачи быстродействия и определяет одни и те же оптимальные траектории. То есть поставленная задача превращается в задачу оптимального быстродействия [17], что позволит применить для ее решения мощный аппарат принципа максимума Понтрягина [54], не требующий линеаризации исходных уравнений.

$$J = \int\limits_{\tau_0}^{\tau_{\text{ост}}} d\tau = \tau_{\text{ост}} - \tau_0 \tag{2.9}$$

Задача заключается в определении среди допустимых управлений такого вектора $U = \{p_{\text{п}}, p_{\text{з}}\}$, который обеспечивает минимум функционалу (2.9). Физически это означает следующее: требуется найти такую программу управления тормозными силами между колесами передней и задней оси, при которой объект управления пройдет минимальный тормозной путь или обеспечит остановку за минимально возможное время. Исследуемый объект управления определен в некоторой области (N), называемой областью «управляемости» [54], то есть областью, в которой существует решение данной модели объекта «автомобиль-

колесо-дорога» и содержащий ограничения на управление (2.10), связанные с максимальным давлением в тормозном приводе.

$$\begin{cases} 0 \leqslant p_{\text{п}} \leqslant p_{\text{п}}^{\max} \\ 0 \leqslant p_{\text{з}} \leqslant p_{\text{з}}^{\max} \end{cases} \tag{2.10}$$

Поставленная задача состоит из модели продольного движения автомобиля (1.17), двух моделей колеса (1.8, 1.9) передней и задней оси, функционала (2.9) и ограничений (2.10), имеющая решение на конечном интервале времени $T = [t_0, t_{\text{ост}}]$. В общем виде математическая модель, с учетом допущений, описывается системой (2.11). Анализ влияния упругих колебаний на решения представлены в Приложении А.

$$\begin{cases} m_a \frac{dV_a}{dt} = -R_x^{\text{п}} - R_x^{\text{з}} \\ R_z^{\text{п}} + R_z^{\text{з}} - m_a g = 0 \\ R_z^{\text{п}} l_1 - R_z^{\text{з}} l_2 - R_x^{\text{п}} h_g - R_x^{\text{з}} h_g = 0 \\ J_{\text{п}} \frac{d\omega_{\text{п}}}{dt} = R_z^{\text{п}} \varphi_x(s_{\text{п}}) r_{\text{д}} - k_T^{\text{п}} p_{\text{п}} \\ J_{\text{з}} \frac{d\omega_{\text{з}}}{dt} = R_z^{\text{з}} \varphi_x(s_{\text{з}}) r_{\text{д}} - k_T^{\text{з}} p_{\text{з}} \end{cases} \tag{2.11}$$

Причем момент времени полной остановки ($t_{\text{ост}}$) неизвестен и не может быть назначен заранее, а момент времени начала торможения равен нулю ($t_0 = 0$), так как можно принять, что отсчет времени начинается в начале торможения. Граничные условия формируются исходя из физического смысла задачи: если автомобиль начитает торможение, то на левом конце траектории (начальной точке фазового портрета) фазовой поверхности будем иметь:

$$t_0 = 0 : V_a = V_a(0), \omega_{\text{п}} = \omega_{\text{п}}(0), \omega_{\text{з}} = \omega_{\text{з}}(0) \tag{2.12}$$

$V_a(0), \omega_{\text{п}}(0), \omega_{\text{з}}(0)$ – скорости в начальный момент времени, которые соответствую условию $V_a(0) = \omega_{\text{п}}(0) r_{\text{д}} = \omega_{\text{з}}(0) r_{\text{д}}$, и таким образом все переменные будут фиксированы; на правом же конце (в момент полной остановки) можно фиксировать лишь три переменные с требованием одновременного обращения в нуль вектора скоростей:

$$t_{\text{ост}} = T : V_a(T) = 0, \omega_{\text{п}}(T) = 0, \omega_{\text{з}}(T) = 0 \tag{2.13}$$

Величина $t_{\text{ост}} = T$ остается свободной и, как сказано выше, не может быть назначена заранее. Соответственно, на оптимальной траектории, определенной функционалом (2.9), который стремиться к минимуму, решается задача оптимального управления. Проиллюстрируем смысл данной задачи [54] (рис. 2.6): пусть существует некоторое допустимое управление $U(t)$, переводящее объект управления из $\{V_a(t_0), \omega_{\text{п}}(t_0), \omega_{\text{з}}(t_0)\}$ в $\{V_a(t_{\text{ост}}), \omega_{\text{п}}(t_{\text{ост}}), \omega_{\text{з}}(t_{\text{ост}})\}$. Обозначим через x_0 точку пространства X, имеющую координаты $\{0, V_a(0), \omega_{\text{п}}(0), \omega_{\text{з}}(0)\}$. Тогда ясно, что решение задачи, соответствующее управлению $U(t)$, с начальным условием x_0 определено на всем отрезке $t_0 \leqslant t \leqslant t_{\text{ост}}$.

В частности, при $t = t_{\text{ост}}$ получаем:

$$J = \int\limits_{t_0}^{t_{\text{ост}}} V_a(t)dt = S^* \tag{2.14}$$

Решение уравнения с начальными условиями $\{0, V_a(0), \omega_{\text{п}}(0), \omega_{\text{з}}(0)\}$ проходит при $t = t_{\text{ост}}$ через точку $\{J; V_a(t_{\text{ост}}); \omega_{\text{п}}(t_{\text{ост}}); \omega_{\text{з}}(t_{\text{ост}})\}$, которое соответствует прохождению через прямую П в фазовом пространстве ортогонально пространству $\{V_a; \omega_{\text{п}}; \omega_{\text{з}}\}$, а точка пересечения имеет координату J.

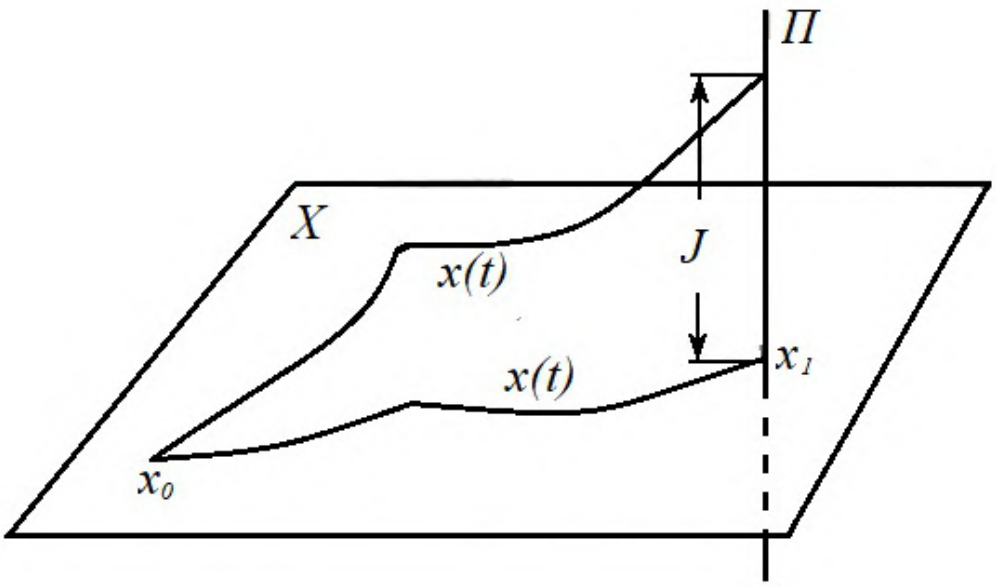


Рисунок 2.6 — Пояснение задачи оптимального управления

На основании методики [17,36,54] составим функцию Гамильтона-Понтрягина:

$$H = \Psi_0 V_a - \Psi_1 \frac{R_x^{\text{п}}}{m_a} - \Psi_1 \frac{R_x^{\text{з}}}{m_a} + \Psi_2 \frac{R_x^{\text{п}}}{J_{\text{п}}} r_{\text{д}} - \Psi_2 \frac{k_T^{\text{п}} p_{\text{п}}}{J_{\text{п}}} + \Psi_3 \frac{R_x^{\text{з}}}{J_{\text{з}}} r_{\text{д}} - \Psi_3 \frac{k_T^{\text{п}}}{p_{\text{з}}} J_{\text{з}} \tag{2.15}$$

Оптимальные управления определяются из того положения, что функция Гамильтона стационарна, и рассматривая плоскость $p_{\text{п}}H$, поскольку в задаче Майера [36] при исследовании $maxH$ вектор Ψ и фазовые координаты можно считать фиксированными, из принципа максимума [54] вытекает, что оптимальное управление состоит из отрезков:

$$p_{\text{п}} = \begin{cases} p_{\text{п}}^{\max} \text{ при } \Psi_2 < 0 \\ p_{\text{п}}^{\min} \text{ при } \Psi_2 > 0 \end{cases} \tag{2.16}$$

Для плоскости $p_{\text{з}}H$ имеем идентичные условия для оптимального управления колесами задней оси:

$$p_{\text{з}} = \begin{cases} p_{\text{з}}^{\max} \text{ при } \Psi_3 < 0 \\ p_{\text{з}}^{\min} \text{ при } \Psi_3 > 0 \end{cases} \tag{2.17}$$

Общий вид уравнений для вспомогательных переменных дается системой Эйлера-Лагранжа:

$$\begin{cases} \frac{d\Psi_0}{dt} = 0 \\ \frac{d\Psi_1}{dt} = -\Psi_0 + \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial V_a}\Psi_1 + \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial V_a}\Psi_1 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{п}}}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial V_a}\Psi_2 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{з}}}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial V_a}\Psi_3 \\ \frac{d\Psi_2}{dt} = \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{п}}}\Psi_1 + \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{п}}}\Psi_1 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{п}}}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\omega_{\text{п}}}\Psi_2 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{з}}}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\omega_{\text{п}}}\Psi_3 \\ \frac{d\Psi_2}{dt} = \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{з}}}\Psi_1 + \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{з}}}\Psi_1 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{п}}}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\omega_{\text{з}}}\Psi_2 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{з}}}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\omega_{\text{з}}}\Psi_3 \end{cases} \tag{2.18}$$

Как видно, уравнения Эйлера-Лагранжа дают систему линейных дифференциальных уравнений относительно Ψ_1, Ψ_2, Ψ_3, а $\Psi_0 = const$.

Для задачи быстродействия в исходном виде система уравнений (2.18) записывается уравнениями (2.19), для которой решения (2.16 и 2.17) также определяют траекторию оптимального управления.

$$\begin{cases} \frac{d\Psi_1}{dt} = \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial V_a}\Psi_1 + \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial V_a}\Psi_1 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{п}}}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial V_a}\Psi_2 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{з}}}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial V_a}\Psi_3 \\ \frac{d\Psi_2}{dt} = \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{п}}}\Psi_1 + \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{п}}}\Psi_1 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{п}}}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{п}}}\Psi_2 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{з}}}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{п}}}\Psi_3 \\ \frac{d\Psi_2}{dt} = \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{з}}}\Psi_1 + \frac{1}{m_a}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{з}}}\Psi_1 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{п}}}\frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{з}}}\Psi_2 - \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{з}}}\frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{з}}}\Psi_3 \end{cases} \tag{2.19}$$

Получение какого-либо представления о поведении траекторий системы (2.19) в исходном виде – мало возможно. Однако можно сделать некоторое допущение: рассматривая небольшие участки траектории, в течение небольшого промежутка времени $t_i < t < t_{i+1}$ можно принять движение системы с постоянными коэффициентами. Это допущение позволительно, исходя из условия, что

«такого рода допущения не отражаются на правильности результата по той причине, что отношение дифференциалов по определению является приделом отношения приращений; но, по мере того как приращения стремятся к нулю, сделанное допущение выполняется все с большей степенью точности, неограниченно приближаясь к полной истинности» [72]. Запишем линеаризированную систему уравнений (2.19) в матричном виде:

$$\dot{\Psi} = \Xi_{(t_i;t_{i+1})}\Psi \tag{2.20}$$

Здесь Ξ представляет матрицу с постоянными коэффициентами на интервале времени $(t_i; t_{i+1})$. «Сшивание» траекторий решения линеаризованных уравнений (2.20) обеспечивается за счет устранения разрыва:

$$\lim_{t\to t_{i+1}-0} \Psi_1(t) = \lim_{t\to t_{i+1}+0} \Psi_1(t) \tag{2.21}$$

Тогда движение по одной из поверхностей линеаризированного решения (2.19) в интервале времени $t_i < t < t_{i+1}$ обеспечивает переход на другую поверхность, на интервале времени $t_{i+1} < t < t_{i+2}$, при одинаковом Ψ_1.

Линеаризация системы (2.19), для некоторых моментов времени, позволяет рассматривать общий вид траекторий оптимального управления и распределения знаков функции Ψ_2 и Ψ_3, которые даются в теории дифференциальных уравнений. Исследование линейного дифференциального уравнения третьего порядка представлено в работе [9]: линеаризованная система (2.19) дает вещественное кубическое уравнение, которое может иметь три вещественных корня либо один вещественный и два комплексных. Возможны 10 «грубых» случаев и ряд «вырожденных» решений. Корни вещественного кубического уравнения определяют поведения фазовых кривых, такие решения будут иметь периодических характер со смещением фаз или идти в начало координат, или из начала координат на бесконечность.

2.2.2 Нахождение синтезирующей функции

Задача синтеза заключается в нахождении точек изменения управления, то есть нахождении синтезирующей функции [54]. Синтезирующая функция вытекает из распределения знаков функций $\Psi_2(t)$ и $\Psi_3(t)$, расчет которых имеет

ряд вычислительных сложностей. Для построения решения системы уравнений (2.19) в виде задачи Коши, требуется определение начальных условий, а точное начальное значение для вспомогательных переменных $\Psi_1(t_0), \Psi_2(t_0), \Psi_3(t_0)$ неизвестно (и вряд ли возможно его найти) [17]. Из физических условий поставленной задачи ясно, что $\Psi_2(t_0) < 0$ и $\Psi_3(t_0) < 0$. Тогда является логичным поставить вопрос о приближеном определении точек пересечения с нулем функций $\Psi_2(t)$ и $\Psi_3(t)$.

Существующий ряд методов для решения данной задачи в основном заключается в определении приближенного начального значения для вектора $\Psi_1(t_0), \Psi_2(t_0), \Psi_3(t_0)$. Идея всех приближенных методов решения заключается в выборе произвольного первого приближения $\Psi_1(t_0), \Psi_2(t_0), \Psi_3(t_0)$ и последующего «улучшения». Так как оптимальные траектории всегда состоят из конечного числа участков постоянства знаков функции, то все пространство разделяется на области, в каждой из которых управления имеют постоянные значения, границы этих областей и представляют собой гиперповерхности переключения. То обозначенное «улучшение» заключается в выборе таких начальных условий, когда обеспечивается более близкое прохождение траектории к началу координат.

Для приближенного определения гиперповерхности переключения в работе [66] предложено два метода. Первый метод основан на том факте, что параметры системы нельзя измерить с большой точностью, и для определения управления используется связь между полем градиента времени оптимального переходного процесса и векторным полем функций $V_a(t), \omega_{\text{п}}(t), \omega_{\text{з}}(t)$. Для этого используются машины типа автоматического оптимизатора, разработанного в Институте автоматики и телемеханики АН СССР под руководством А. А. Фельдбаума: можно приближенно построить изохроны (изолинии одновременности того или иного явления) при различном времени оптимального переходного процесса. Алгоритм решения этой задачи на автоматическом оптимизаторе разработан Р. И. Стаховским. Построив гиперповерхности изохрон, можно выяснить распределение знаков функций $\Psi_2(V_a(t), \omega_{\text{п}}(t), \omega_{\text{з}}(t))$ и $\Psi_3(V_a(t), \omega_{\text{п}}(t), \omega_{\text{з}}(t))$, и тем самым найти и гиперповерхность переключения.

Второй метод состоит в том, чтобы набрать на моделирующем устройстве сначала модель, обратную по времени модели исследуемого объекта – тогда все оптимальные траектории будут иметь обратное направление. Построить также сопряженную модель по системе уравнений (2.19), но с заменой времени t

на $-t$. Соединим эти две модели согласно рис. 2.7. Так как каждое начальное условие $\Psi_1(0), \Psi_2(0), \Psi_3(0)$ определяет одну оптимальную траекторию, то, задавая различные $\Psi_1(0), \Psi_2(0), \Psi_3(0)$, получим совокупность оптимальных траекторий. При этом генератор импульса в момент переключения управляющего сигнала дает команду, по которой записывается значения $(V_a(t), \omega_{\text{п}}(t), \omega_{\text{з}}(t))$. В силу линейности уравнений (2.19) относительно Ψ_0, Ψ_1, Ψ_2 и Ψ_3 можно брать из условия, определяемого выражением:

$$\Psi_0^2 + \Psi_1^2 + \Psi_2^2 + \Psi_3^2 = C \tag{2.22}$$

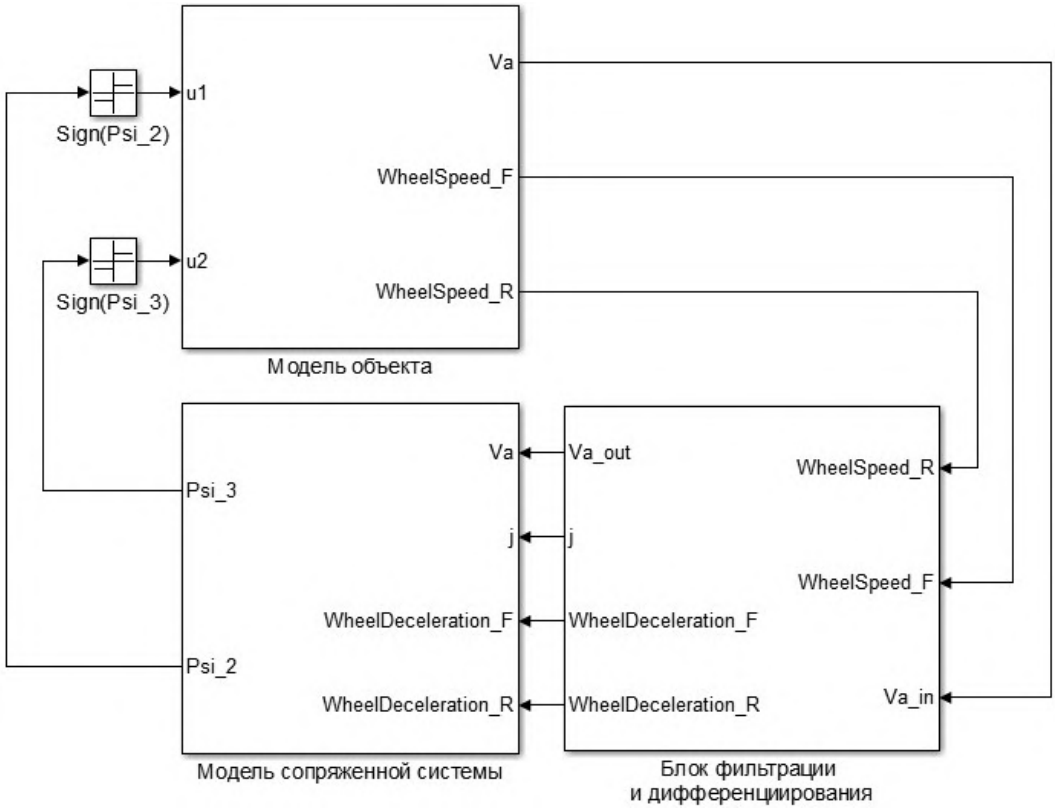


Рисунок 2.7 — Определение вспомогательных переменных с помощью обратной модели

Тогда для каждой траектории записываем моменты переключения и соответствующие координаты системы во время переключения. Проделав это достаточное число раз, получаем приближенное представление гиперповерхности переключения в виде таблицы. По табличным данным синтез оптимального управляющего устройства можно произвести по методу, указанному в работе [67].

К сожалению, такие методы требуют больших временных затрат на вычисление и большого объема механической работы, связанной с генераций слу-

чайных чисел, соответствующих (2.22), и многократном их использовании в расчетах.

Также существует метод [17] итерационного определения начальных условий Нейштадта и Итона, суть заключается в выборе произвольных отличных от нуля значений вспомогательной системы уравнений $\Psi_1(0), \Psi_2(0), \Psi_3(0)$, совокупность которых обозначим как Ψ, соответствующий точке x_*. Для некоторого момента времени $t = t_*$ имеется $x = \zeta_{t_*}(\Psi)$. В соответствии с [17] рассматривается функция:

$$\frac{d\Psi}{dt} = -[x_* - \zeta_{t_*}(\Psi)] \tag{2.23}$$

Заменяя в уравнении (2.23) производную $\frac{d\Psi}{dt}$ отношением приращений $\frac{\Delta\Psi}{\Delta t}$ приходим к разностной аппроксимации (2.24), что позволяет вместо вычисления непрерывной функции воспользоваться «дискретным решением», где каждое следующее приближение строится с помощью уже найденного приближения.

$$\frac{\Delta\Psi_k}{\Delta t_k} = \frac{\Psi_{k+1} - \Psi_k}{\Delta t_k} = -[x_* - \zeta_{\Psi_k}(\Psi_k)] \tag{2.24}$$

Из соотношения (2.24) находим формулу для нахождения следующего приближения:

$$\Psi_{k+1} = \Psi_k - \Delta t_k[x_* - \zeta_{\Psi_k}(\Psi_k)] \tag{2.25}$$

Тогда в качестве первого приближения можно взять некоторое значение вектора. Изложенный метод позволяет следующим образом представить процесс поиска синтезирующей функции (рис. 2.8): выбирая начальное значение $(V_a(0); \omega_{\text{п}}(0); \omega_{\text{з}}(0))$, в котором находится объект, и значение $\Psi(0)$, оптимальный регулятор подбирает управление $U(0)$, под воздействием которого объект будет двигаться время Δt, за это время находится следующее приближение $\Psi(\Delta t)$. В момент времени Δt $\Psi(0)$ заменяется на $\Psi(\Delta t)$ и выбирается управление $U(\Delta t)$, в результате чего происходит движение объекта следующие Δt секунд и т.д.

При всей изящности и простоте описанного метода его применение распространется только на линейные объекты управления [17], и он не может быть применим к нелинейному объекту «автомобиль-колесо-дорога».

В данной работе предлагается метод приближенного поиска поверхности переключения, который, однако, на данный момент не имеет строго математического подтверждения. Но он позволяет с достаточно высокой степенью до-

Рисунок 2.8 — Определение вспомогательных переменных с помощью итерационного метода

стоверности дать решение уже известных задач, использующихся в качестве примера в работах [36,54]. Суть метода базируется на стационарности функции Гамильтона-Понтрягина и предположении, что смены знака управляющего сигнала является медленно меняющимся процессом по сравнению с изменением параметров, характеризующих объект управления.

Исходя из физического смысла задачи, определено, что в начальный момент времени вектор $\Psi_2 < 0$ и $\Psi_3 < 0$, так как для перевода вектора скорости в нулевое положение необходимо замедление. Как определено, эта функция линейна по $p_{\text{п}}$ и $p_{\text{з}}$, а уравнения задачи имеют первый интеграл и могут быть записаны в эквивалентной форме:

$$\Psi_0 V_a + \Psi_1 \frac{dV_a}{dt} + \Psi_2 \frac{d\omega_{\text{п}}}{dt} + \Psi_3 \frac{d\omega_{\text{з}}}{dt} = C \tag{2.26}$$

Условие трансверсальности:

$$[(1 + \Psi_0)\delta S - C\delta t + \Psi_1 \delta V_a + \Psi_2 \delta\omega_{\text{п}} + \Psi_3 \delta\omega_{\text{з}}] = 0 \tag{2.27}$$

Которые дают дополнительные граничные условия:

$$\Psi_0(T) = -1; C = 0 \tag{2.28}$$

Тогда если для данной расчетной схемы при анализе переменных Ψ_2 и Ψ_3 важна только смена знака, то на малом интервале времени, много меньшем времени постоянного управления, принимаем $\Psi_1 = const$, $\Psi_2 = const$, $\Psi_3 =$

const с использованием любого из методов сортировки [70] для формирования матрицы значений.

Структура управляющей части соответствует блок-схеме, приведенной на рис. 2.11.

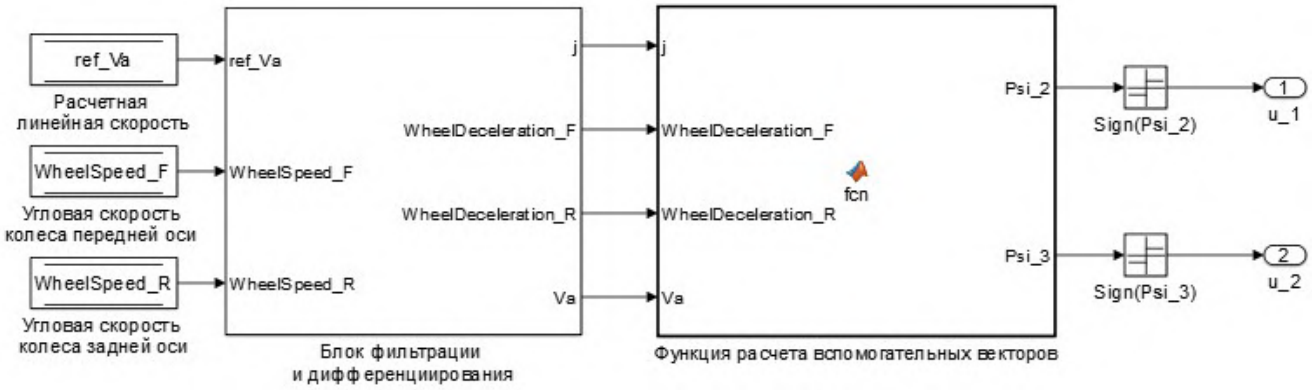


Рисунок 2.9 — Блок схема расчета управления

Применяя данный алгоритм достаточное число раз и записывая переменные $(V_a(t), \omega_п(t), \omega_з(t))$ в моменты смены знака функции Ψ_2 и Ψ_3, можно получить представление о поверхности переключения. На рис. 2.10 представлен фазовый портрет изменения функции $\omega_п$ и $\omega_з$ для случая опережающего блокирования колес задней или передней оси в результате математического моделирования.

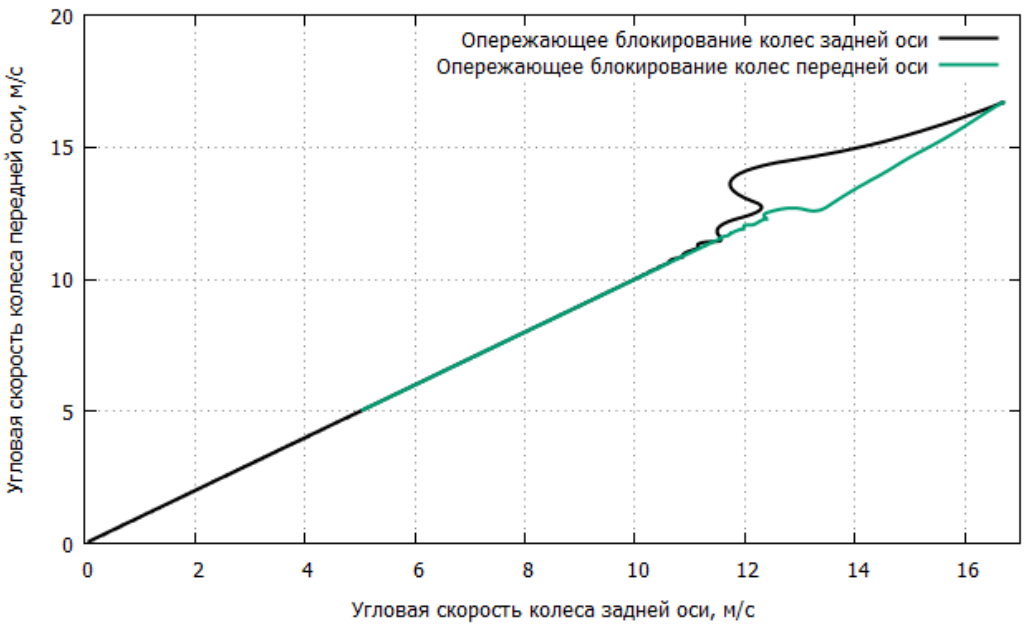


Рисунок 2.10 — Траектория управления

В работе [5], была найдена поверхность, разделяющая многомерное пространство всех состояний объекта «автомобиль-колесо-дорога» на два множе-

ства, с помощью которых условия перехода векторов Ψ_2 и Ψ_3 через ноль можно представить в квазиэквивалентном виде:

$$\begin{cases} \Psi_2 < 0, \text{если } 0 < s_{\text{п}} \leqslant s_{\text{п}}^* \\ \Psi_2 > 0, \text{если } s_{\text{п}}^* < s_{\text{п}} \leqslant 1 \end{cases} \tag{2.29}$$

$$\begin{cases} \Psi_3 < 0, \text{если } 0 < s_{\text{з}} \leqslant s_{\text{з}}^* \\ \Psi_3 > 0, \text{если } s_{\text{з}}^* < s_{\text{з}} \leqslant 1 \end{cases} \tag{2.30}$$

Это дает возможность интерпретировать базовое решение принципа максимума как задачу антиблокировочного управления с индивидуальным регулированием (IR), решенную в работах Ахметшина А.М.[5] и Нефедьева Я.Н. [43].

2.2.3 Определение особого управления

Решения (2.29, 2.30) отвечают принципу максимума, однако они могут иметь и не исчерпывать оптимального управления. В любом случае может соблюдаться тождество (2.31 или 2.32), отвечающее особым решениям [22], так как исходя из принципа максимума Понтрягина, $p_{\text{п}}$ или $p_{\text{з}}$ могут принимать любые значения из области определения (2.10).

$$\Psi_2 \frac{k_T^{\text{п}} p_{\text{п}}}{J_{\text{п}}} = 0 \tag{2.31}$$

$$\Psi_3 \frac{k_T^{\text{з}} p_{\text{з}}}{J_{\text{з}}} = 0 \tag{2.32}$$

Таким образом поиск особых траекторий [22] должен осуществляться на множествах, где $\Psi_2 = 0$ или $\Psi_3 = 0$. Определение траекторий особого управления имеет ряд сложностей, в явном виде особое управление вычисляется с использованием аппарата скобок Пуассона [9]. Применим следующие обозначения:

$$\begin{cases} H_0 = \Psi_0 V_a - \Psi_1 \frac{R_x^{\text{п}}}{m_a} - \Psi_1 \frac{R_x^{\text{з}}}{m_a} + \Psi_2 \frac{R_x^{\text{п}}}{J_{\text{п}}} r_{\text{д}} + \Psi_3 \frac{R_x^{\text{з}}}{J_{\text{з}}} r_{\text{д}} \\ H_1 = -\Psi_2 \frac{k_T^{\text{п}} p_{\text{п}}}{J_{\text{п}}} \\ H_2 = -\Psi_3 \frac{k_T \text{з} p_{\text{з}}}{J_{\text{з}}} \end{cases} \tag{2.33}$$

Для определения вида особого управления необходимо решить систему уравнений (2.34), где фигурные скобки обозначают операцию скобок Пуасона.

$$\begin{cases} \{H_1, H_0\} + \{H_1, H_1\} p_{\text{п}} + \{H_1, H_2\} p_{\text{з}} = 0 \\ \{H_2, H_0\} + \{H_2, H_1\} p_{\text{п}} + \{H_2, H_2\} p_{\text{з}} = 0 \end{cases} \tag{2.34}$$

Проводя вычисления каждого из соотношений системы (2.34) получаем тождества:

$$\begin{cases} \{H_1, H_1\} = 0 \\ \{H_2, H_2\} = 0 \end{cases} \tag{2.35}$$

$$\begin{cases} \{H_1, H_2\} = 0 \\ \{H_2, H_1\} = 0 \end{cases} \tag{2.36}$$

В работе [22] показано, что тождества (2.35, 2.36) являются необходимым условием оптимальности. То есть рассматриваемый объект имеет особые управления, однако знание первых производных функции Гамильтона-Понтрягина по времени ничего не дает для вычисления особых управлений, и требуется переход ко вторым производным.

Проведенный анализ вычисления вторых производных показал, что данный подход не применим для реализации их в виде алгоритма из-за большого количества входящих неизвестных.

Качественное пояснение вида особых траекторий осуществляется разделением объекта на два состояния: опережающего блокирования колес передней оси; опережающее блокирование колес задней оси. Это связано с тем, что объект «автомобиль-колесо-дорога», имеющий в квазистатическом расчете строгое установленное распределение, определяемое, например, методикой, описанной в приложении 10 Правил №13, получает качественно иную картину при реализации антиблокировочного управления.

На рис. 2.11 представлены результаты дорожного эксперимента и примененного к нему расчета опережающего блокирования колес, реализация этого

алгоритма представлена в четверной главе. Как видно, в процессе антиблокировочного управления из-за наличия таких факторов, как перераспределение вертикальной реакции и конструктивных особенностей тормозного привода, очередность опережающего блокирования колес не является стационарным параметром, а является динамически меняющейся. Происходят циклы с опережающим блокированием колес как передней оси, так и задней, независимо от изначального квазистационарного расчета.

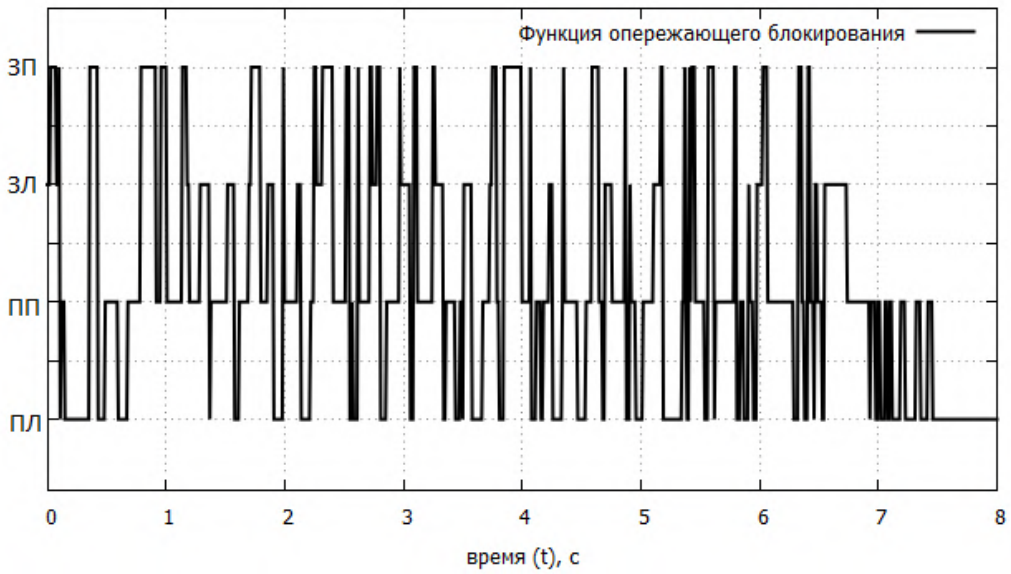


Рисунок 2.11 — Характеристика последовательности опережающего блокирования колес

Для упрощенного анализа будем рассматривать задачу быстродействия в исходном виде [54], для которой функционал качества имеет вид:

$$J = \int\limits_{t_0}^{t_{\text{ост}}} dt = t_{\text{ост}} - t_0 \tag{2.37}$$

С учетом функционала (2.37) функция Гамильтона-Понтрягина приобретает вид:

$$H = -\Psi_1 \frac{R_x^{\text{п}}}{m_a} - \Psi_1 \frac{R_x^{\text{з}}}{m_a} + \Psi_2 \frac{R_x^{\text{п}}}{J_{\text{п}}} r_{\text{д}} - \Psi_2 \frac{k_T^{\text{п}} p_{\text{п}}}{J_{\text{п}}} + \Psi_3 \frac{R_x^{\text{з}}}{J_{\text{з}}} r_{\text{д}} - \Psi_3 \frac{k_T^{\text{з}} p_{\text{з}}}{J_{\text{з}}} \tag{2.38}$$

Рассмотрение случая опережающего блокирования колес одной из осей основано на том факте, что можно выделить такой интервал времени, где су-

ществует участок и на одной из оси происходит детерминированный цикл управления в то время как колеса другой оси входят в зону «особого управления».

На основании вышеизложенного об опережающем блокировании колес задней оси наступление нестабильности колес передней оси происходит позже нестабильности колес задней оси, и на рассматриваемом участке времени $p_{\text{п}}$ определено, а особому управлению $p_{\text{з}}$ соответствуют два первых интеграла для задачи быстродействия:

$$\begin{cases} -\Psi_1 \frac{R_x^{\text{п}}}{m_a} - \Psi_1 \frac{R_x^{\text{з}}}{m_a} + \Psi_2 \frac{R_x^{\text{п}}}{J_{\text{п}}} r_{\text{д}} - \Psi_2 \frac{k_T^{\text{п}} p_{\text{п}}}{J_{\text{п}}} + \Psi_3 \frac{R_x^{\text{з}}}{J_{\text{з}}} r_{\text{д}} = 0 \\ \Psi_3 \frac{k_T^{\text{з}} p_{\text{з}}}{J_{\text{з}}} = 0 \end{cases} \tag{2.39}$$

По теореме Пуассона [9] находим третий первый интеграл:

$$-\frac{\Psi_1}{m_a} \frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{з}}} - \frac{\Psi_1}{m_a} \frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{з}}} + \frac{\Psi_2 r_{\text{д}}}{J_{\text{п}}} \frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{з}}} + \frac{\Psi_3 r_{\text{д}}}{J_{\text{з}}} \frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{з}}} = 0 \tag{2.40}$$

Определитель трех соотношений должен равняться нулю:

$$\begin{vmatrix} -\frac{R_x^{\text{п}}}{m_a} - \frac{R_x^{\text{з}}}{m_a} & \frac{R_x^{\text{п}}}{J_{\text{п}}} r_{\text{д}} - \frac{k_T^{\text{п}} p_{\text{п}}}{J_{\text{п}}} & \frac{R_x^{\text{з}}}{J_{\text{з}}} r_{\text{д}} \\ 0 & 0 & \frac{k_T^{\text{з}} p_{\text{з}}}{J_{\text{з}}} \\ -\frac{1}{m_a} \frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{з}}} - \frac{1}{m_a} \frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{з}}} & \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{п}}} \frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{з}}} & \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{з}}} \frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{з}}} \end{vmatrix} = 0 \tag{2.41}$$

Для случая опережающего блокирования колес передней оси два первых интеграла определяются из уравнения:

$$\begin{cases} -\Psi_1 \frac{R_x^{\text{п}}}{m_a} - \Psi_1 \frac{R_x^{\text{з}}}{m_a} + \Psi_2 \frac{R_x^{\text{п}}}{J_{\text{п}}} r_{\text{д}} + \Psi_3 \frac{R_x^{\text{з}}}{J_{\text{з}}} r_{\text{д}} + \Psi_3 \frac{k_T^{\text{з}} p_{\text{з}}}{J_{\text{з}}} = 0 \\ \Psi_2 \frac{k_T^{\text{п}} p_{\text{п}}}{J_{\text{п}}} = 0 \end{cases} \tag{2.42}$$

Третий первый интеграл:

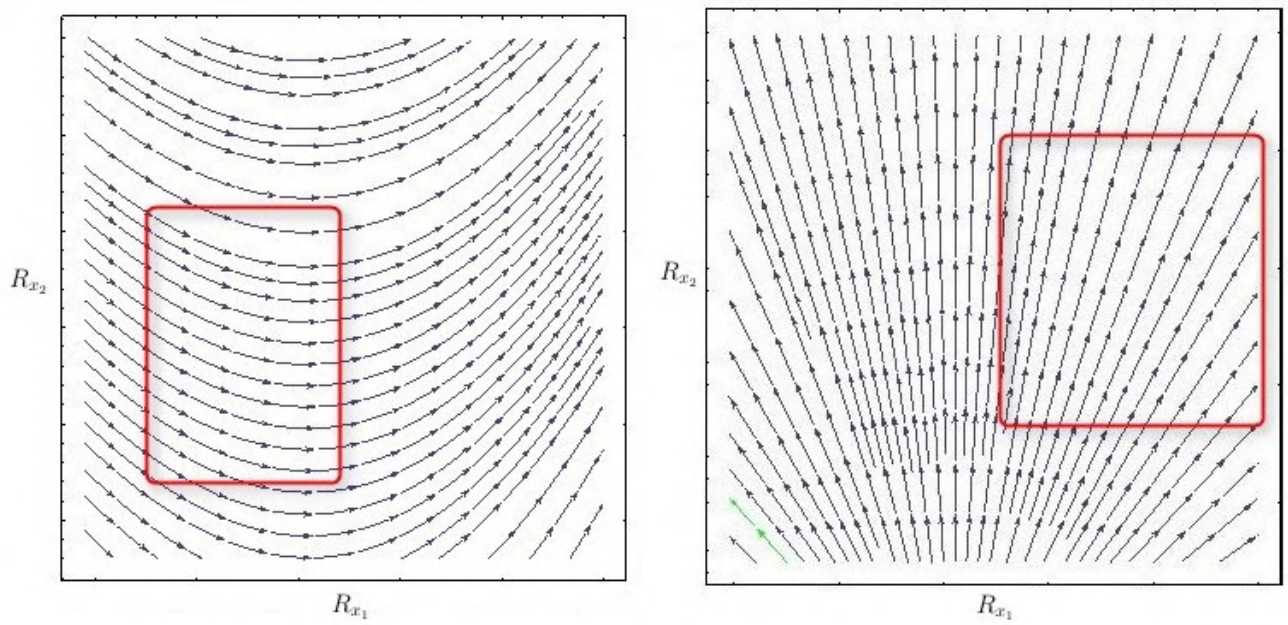
$$-\frac{\Psi_1}{m_a} \frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{п}}} - \frac{\Psi_1}{m_a} \frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{п}}} + \frac{\Psi_2 r_{\text{д}}}{J_{\text{п}}} \frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{п}}} + \frac{\Psi_3 r_{\text{д}}}{J_{\text{з}}} \frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{п}}} = 0 \tag{2.43}$$

А особому управлению $p_{\text{п}}$ соответствует определитель:

$$\begin{vmatrix} -\frac{R_x^{\text{п}}}{m_a} - \frac{R_x^{\text{з}}}{m_a} & \frac{R_x^{\text{п}}}{J_{\text{п}}} r_{\text{д}} & \frac{R_x^{\text{з}}}{J_{\text{з}}} r_{\text{д}} - \frac{k_T^{\text{з}} p_{\text{з}}}{J_{\text{з}}} \\ 0 & \frac{k_T^{\text{п}} p_{\text{п}}}{J_{\text{п}}} & 0 \\ -\frac{1}{m_a} \frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{п}}} - \frac{1}{m_a} \frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{п}}} & \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{п}}} \frac{\partial R_x^{\text{п}}}{\partial \omega_{\text{п}}} & \frac{r_{\text{д}}}{J_{\text{з}}} \frac{\partial R_x^{\text{з}}}{\partial \omega_{\text{п}}} \end{vmatrix} = 0 \tag{2.44}$$

Используя выражения (2.41, 2.44), можно построить векторное поле особых траекторий (рис. 2.12). В таком виде, когда одно из управлений является

замороженным, особые траектории реализуют однозначные зависимости от тангенциальных сил в пятне контакта колеса с дорогой. То есть особые траектории - функции от изменения тангенциальных сил на колесах.



а) б)

Рисунок 2.12 — Векторное поле с зонами возможного существования особых траекторий:

а) пример особых траекторий для опережающего блокирования колес задней оси;

б) пример особых траекторий для опережающего блокирования колес передней оси.

Экстремальные значения по реализуемой тормозной силе имеют смещение в зависимости от изменения вертикальной реакции. Поэтому суть предлагаемого метода заключается в поиске данных экстремалей во время антиблокировочного регулирования. Подробное описание граничной зоны особых управлений изложено в статье [63]. Нахождение особого управления заключается в поиске дрейфующей экстремали тангенциальных сил под действием изменяющейся вертикальной реакции.

2.3 Решения для пространственной схемы объекта «автомобиль-колесо-дорога»

Для анализа решений, которыми обладает пространственная модель объекта «автомобиль-колесо-дорога», составлена эквивалентная функция Гамильтона-Понтрягина:

$$H = \Psi_0 V_a + \Psi_1 \frac{dV_a}{dt} + \Psi_2^{\text{пл}} \frac{d\omega_{\text{пл}}}{dt} + \Psi_2^{\text{пп}} \frac{d\omega_{\text{пп}}}{dt} + \Psi_3^{\text{зл}} \frac{d\omega_{\text{зл}}}{dt} + \Psi_3^{\text{зп}} \frac{d\omega_{\text{зп}}}{dt} \qquad (2.45)$$

С учетом результатов, полученных в параграфе 2.2.2, пространственная модель объекта имеет такое же разделение многомерного пространства на два множества, как плоская модель объекта «автомобиль-колесо-дорога». С четом перехода векторов $\Psi_2^{\text{пл}}$, $\Psi_2^{\text{пп}}$, $\Psi_3^{\text{зл}}$ и $\Psi_2^{\text{зп}}$ через ноль получены следующие решения:

$$\begin{cases} \Psi_2^{\text{пл}} < 0, \text{если } 0 < s_{\text{пл}} \leqslant s^*_{\text{пл}} \\ \Psi_2^{\text{пл}} > 0, \text{если } s^*_{\text{пл}} < s_{\text{пл}} \leqslant 1 \end{cases} \quad \begin{cases} \Psi_2^{\text{пп}} < 0, \text{если } 0 < s_{\text{пп}} \leqslant s^*_{\text{пп}} \\ \Psi_2^{\text{пп}} > 0, \text{если } s^*_{\text{пп}} < s_{\text{пп}} \leqslant 1 \end{cases} \qquad (2.46)$$

$$\begin{cases} \Psi_3^{\text{зл}} < 0, \text{если } 0 < s_{\text{зл}} \leqslant s^*_{\text{зл}} \\ \Psi_3^{\text{зл}} > 0, \text{если } s^*_{\text{зл}} < s_{\text{зл}} \leqslant 1 \end{cases} \quad \begin{cases} \Psi_3^{\text{зп}} < 0, \text{если } 0 < s_{\text{зп}} \leqslant s^*_{\text{зп}} \\ \Psi_3^{\text{зп}} > 0, \text{если } s^*_{\text{зп}} < s_{\text{зп}} \leqslant 1 \end{cases} \qquad (2.47)$$

Таким образом пространственная модель объекта обладает тем же самым решением с индивидуальным регулированием (IR) [5,43].

Для исследования скользящего режима управления необходимо рассматривать случай опережающего блокирования каждого колеса по отдельности и выделять интервалы времени, где существует участок, что для трех колес управление определено одним из условий индивидуального регулирования, в то время как исследуемое колесо входит в зону особого управления. На основании этого для каждого колеса будет рассматриваться восемь матриц, определитель которых равен нулю, а общее решение будет суть функции зависимости максимально возможной тангенциальной силы на исследуемом колесе от текущего управления на оставшихся трех колесах.

2.4 Анализ рабочей информации и выбор регулируемой величины

Проведенные выше исследования показывают наличие двух стратегий управления для реализации минимального тормозного пути:

- индивидуальное АБС регулирование;

- регулирование по траекториям особого управления, учитывающим взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью.

Пример плоской модели автомобиля показывает, что анализ общих связей, которые свойственны при учете взаимного влияния колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью, требует организации управления колесами, дающего траектории так называемого особого управления [22]. Для пространственной модели транспортного средства все решения, отвечающие минимуму функционала (2.14), определены подобными условиями (2.29, 2.30) и особыми траекториями (2.41, 2.44), которые необходимо искать для каждого колеса.

Последующие исследования (глава 4) нацелены на формирование алгоритма управления, учитывающего взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью. Исходя из физики задачи, первым управлением до особой траектории всегда будет условие, когда вектор $\Psi_2 < 0$ и $\Psi_3 < 0$, так как начало торможения всегда определено подъемом давления в исполнительных механизмах.

Поиск и реализация особых траекторий, независимо от рассматриваемой модели, означает формирование такого вектора управления в цикле индивидуального регулирования, который обеспечивает движение изображающей точки по дрейфующим экстремумам тангенциальной силы в зависимости от изменения вертикальной реакции.

Рассмотрение прямолинейного движения пространственной модели объекта «автомобиль-колесо-дорога» в режиме торможения по ровной поверхности с фиксированными значениями замедления, без учета сопротивления воздуха и сопротивления качению колес, характеризуется суммой проекций всех сил на продольную ось, которая, в свою очередь, и определяет взаимосвязь как значений инерционной силы, так и тангенциальных сил, приложенных в пятне

контакта колеса с опорной поверхностью:

$$m_a j = R_x^{\text{пп}} + R_x^{\text{пл}} + R_x^{\text{зп}} + R_x^{\text{зл}}. \tag{2.48}$$

Поведение каждого колеса представляется связями между изменением замедления от прикладываемых сил всех колес. В этом случае можно представить следующую функциональную зависимость – влияние тормозной силы каждого колеса на автомобиль: $m_a \frac{V_a}{dt} = R_x^{\text{пп}}$, $m_a \frac{V_a}{dt} = R_x^{\text{пл}}$, $m_a \frac{V_a}{dt} = R_x^{\text{зп}}$, $m_a \frac{V_a}{dt} = R_x^{\text{зл}}$ представляет суперпозицию, а $m_a(\frac{V_a}{dt}(R_x^{\text{пп}}) + \frac{V_a}{dt}(R_x^{\text{пл}}) + \frac{V_a}{dt}(R_x^{\text{зп}}) + \frac{V_a}{dt}(R_x^{\text{зл}}))$ - решение уравнения 2.48.

Этот принцип позволяет при расчете влияния возможных возмущений разделить разные возмущения, вычислять их влияние по одному и складывать эффект возмущений. Исходя из этого принципа, организация управления происходит на множествах, где выполняется следующее условие для каждого колеса:

$$\frac{\omega r_{\text{д}}}{V_a} = 1 - s^* = const \tag{2.49}$$

Такой режим называется квазистационарным [5]: замедление колеса и автомобиля происходит согласованно, что приводит к обращению вектора скоростей в ноль одновремено. Давление рабочего тела в исполнительных механизмах для квазистационарного режима торможения определяется исходя из уравнения (2.50), предложенного в работе [5].

$$p^* = \frac{1}{k_T} R_z \varphi_x^* r_{\text{д}} [1 + \frac{J_k g}{R_z (r_{\text{д}})^2}(1 - s^*)] \tag{2.50}$$

Как следствие, вектор управляющего сигнала формируется, исходя из поиска экстремума для квазистационарного случая, что в приведенном к объекту «колесо-дорога» случае характеризуется положением изображающей точки относительно $\varphi - s$ диаграммы, что исследовано в работе [43].

При поиске управления, учитывающего взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью, давление p^* принадлежит множеству, на котором необходимо выделить изолированные траектории, отвечающие текущей характеристике. Исходя из этого, изменение вертикальной реакции на колесе обеспечивает требуемые траектории особого управления.

В этом случае решение для давления p^*, полученное в работе [5], приобретает следующий вид для каждого колеса:

$$p^* = \frac{1}{k_T} f(R_z)\varphi^* r_{\text{д}}[1 + \frac{J_k g}{R_z(r_{\text{д}})^2}(1 - s^*)] \tag{2.51}$$

При формировании квазиоптимального закона управления [5] построена поверхность, разделяющая пространство состояния объекта «колесо-дорога» на множества X_A и X_B, и выделены правила, определяющие границы перехода вектора состояния объекта:

- правило переключения привода с повышения давления на понижение (при переходе вектора состояния из множества X_A и X_B);

- правило понижения давления с переводом вектора состояния из множества X_A и X_B;

- правило переключения с понижения давления на повышение после перевода вектора состояния в множество X_A;

- правило повышения давления в приводе с целью изменения вектора состояния в пределах множества X_A.

Первое условие (переход вектора состояния из множества X_A и X_B) определяет управление для текущего значения замедления и выражает верхнюю границу множества. Третье условие (повышение после перевода вектора состояния в множество X_A) – нижнюю границу множества.

Тем самым особое управление приобретает важное значение в области устойчивого движения колеса, формируемого на основании прогноза поведения объекта в области p^*.

2.5 Механический смысл функции Гамильтона-Понтрягина

Поясним механический смысл функции Гамильтона-Понтрягина на основании работы [30]. Суммарная кинетическая энергия рассматриваемого в данной главе объекта управления «автомобиль-колесо-дорога», по теореме Кенинга [29], складывается из энергии поступательного движения автомобиля и вращательного движения колес:

$$T^{\text{кин}} = \frac{1}{2}(m_a V_a^2 + J_{\text{п}}\omega_{\text{п}}^2 + J_{\text{з}}\omega_{\text{з}}^2) \tag{2.52}$$

Потенциальная энергия является функцией координат:

$$U^{\text{потенц}} = f(S, \theta_{\text{п}}, \theta_{\text{з}}) = U^{\text{потенц}}(S, \theta_{\text{п}}, \theta_{\text{з}}) \tag{2.53}$$

В соответствии с принципом наименьшего действия, движения системы происходит по экстремумам функционала действия:

$$L = \int\limits_{t_0}^{t_{\text{ост}}} L(S, \theta_{\text{п}}, \theta_{\text{з}}, V_a, \omega_{\text{п}}, \omega_{\text{з}})dt \tag{2.54}$$

Здесь $L(S, \theta_{\text{п}}, \theta_{\text{з}}, V_a, \omega_{\text{п}}, \omega_{\text{з}}) = T^{\text{кин}} - U^{\text{понец}}$. Экстремали – это решение уравнения Эйлера для функционала (2.54):

$$-\frac{d}{dt}L_{V_a,\omega_{\text{п}},\omega_{\text{з}}} + L_{S,\theta_1,\theta_2} = 0 \tag{2.55}$$

Система 2.55 состоит из 9-ти уравнений второго порядка.

Запишем эти уравнения в каноническом виде. Имеем $L_{V_a} = m_a V_a, L_{\omega_{\text{п}}} = J_{\text{п}}\omega_{\text{п}}, L_{\omega_{\text{з}}} = J_{\text{з}}\omega_{\text{з}}$, то есть в декартовой системе совпадает с импульсом системы. Тогда:

$$H = m_a V_a^2 + J_{\text{п}}\omega_{\text{п}}^2 + J_{\text{з}}\omega_{\text{з}}^2 - T^{\text{кин}} + U^{\text{понец}} = T^{\text{кин}} + U^{\text{понец}} \tag{2.56}$$

Это поная энергия системы (так как L не зависит явно от времени, то $H = const$, то есть полная энергия при движении системы сохраняется). Уравнения 2.55 в канонической форме принимают вид:

$$V_a = H_{L_{V_a}} = \frac{L_{V_a}}{m_a}; \omega_{\text{п}} = H_{L_{\omega_{\text{п}}}} = \frac{L_{\omega_{\text{п}}}}{J_{\text{п}}}; \omega_{\text{з}} = H_{L_{\omega_{\text{з}}}} = \frac{L_{\omega_{\text{з}}}}{J_{\text{з}}} \tag{2.57}$$

$$\begin{aligned} \frac{d(m_a V_a)}{dt} &= -H_{V_a} = -\frac{\partial U^{\text{понец}}}{\partial V_a}; \\ \frac{d(J_{\text{п}}\omega_{\text{п}})}{dt} &= -H_{\omega_{\text{п}}} = -\frac{\partial U^{\text{понец}}}{\partial \omega_{\text{п}}}; \\ \frac{d(J_{\text{з}}\omega_{\text{з}})}{dt} &= -H_{\omega_{\text{з}}} = -\frac{\partial U^{\text{понец}}}{\partial \omega_{\text{з}}} \end{aligned} \tag{2.58}$$

Уравнения 2.57 соответствуют определению импульса, уравнения 2.58 – второму закону Ньютона.

С точки зрения изучения физических процессов, которые происходят при анализе функции Гамильтона-Понтрягина, рассмотрим картину индивидуального управления в системе разработанной фирмой Bosch [116], имеющей адаптивные контроллеры по тангенциальной силе. Для такой системы характерные следующие условия для регулирования:

1. Сравнения линейной и окружной скорости колеса и поддержания определенного проскальзывания (2.49) в виде релейного регулирования.

2. Применение ПИД-регулятора тормозной силы.

Регулирование у таких систем происходит по мгновенным параметрам, характеризующим движение одиночного колеса в каждый момент времени. Для динамической системы «автомобиль-колесо-дорога», как сказано выше, характерно иерархическое взаимодействие между объектами «автомобиль» и «колесо-дорога», а связь между изменением давления в тормозном приводе и замедлением выражается как инерциальный фильтр, и получающееся регулирование смещенно относительно максимума $\varphi - s$ диаграммы.

В Приложении Б представлен алгоритм описанного выше метода исследования для экстренного торможения, в котором необходимо учесть множество параметров, которые при классическом подходе считались стохастическими связями. Учет иерархического взаимодействия объектами «автомобиль» и «колесо-дорога» позволяет поддерживать устойчивое качение колеса с максимальной эффективностью при снижении перерегулирования.

Результаты и выводы

В результате проведенного исследования выявлено, что на цикл управления АБС двухосного автомобиля существенное значение оказывает перераспределение вертикальных реакций, которое может привести к выходу системы за пределы значения параметров, характеризующих способность системы выполнять требуемые функции. Поэтому при исследовании САБ автомобиля в режиме торможения должна использоваться модель автомобиля, отражающая его динамику с учетом индивидуальных моделей объекта «колесо-дорога» и применением иерархической связи с объектом «автомобиль», а управляющие

сигналы должны формироваться с учетом определения состояния объекта «колесо-дорога» и учетом изменения вертикальных реакций. С этой целью:

1. Разработан метод расчета и синтеза контура управления АБС на основе известных математических принципов оптимального управления. Метод дает решение задачи тормозного управления при экстренном торможении с учетом взаимного влияния колес каждой оси с опорной поверхностью и перераспределением вертикальных реакций. Уравнения математической модели объекта «автомобиль-колесо-дорога» обеспечивают выполнение необходимых условий для задачи оптимального управления с так называемым особым управлением.

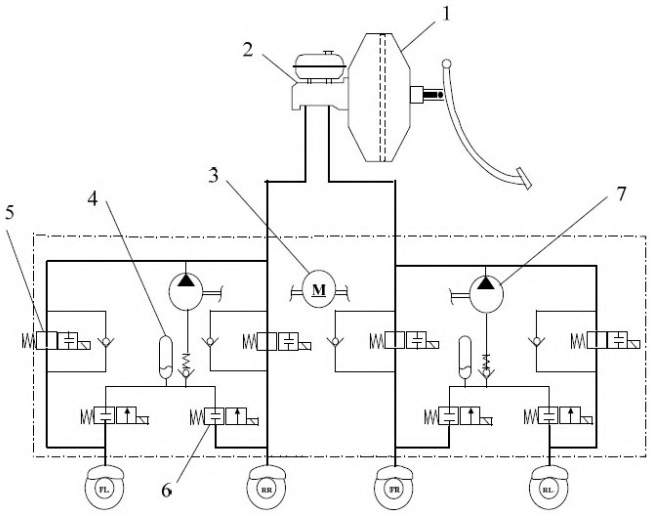
2. Предложена новая стратегия антиблокировочного управления при экстренном торможении, учитывающая взаимное влияние колес каждой оси с опорной поверхностью и перераспределение вертикальных реакций, – «связанное управление». В общем виде управление колес передней и задней оси должно находиться в противофазе и определяться вертикальной реакцией на колесе.

3. Отмечено, что минимум тормозного пути, при выбранных характеристиках тормозных механизмов обеспечивается фазой подъема давления рабочего тела на первом цикле с максимальной интенсивностью до выхода в рабочую зону АБС. Этот факт иллюстрирует нецелесообразность применения регуляторов тормозных сил при экстренном торможении.

Глава 3. Математическая модель гидравлического привода

В данной главе описывается математическая модель работы гидравлического тормозного привода с исполнительными механизмами АБС. Для антиблокировочного управления гидравлическим приводом автомобиля наибольшее распространение получили объемные гидравлические цепи (рис. 3.1 б)), использующие источник давления жидкости. Такие цепи состоят из следующих элементов: вакуумного усилителя - 1; главного тормозного цилиндра - 2; двигателя постоянного тока -3, который приводит в работу плунжерный насос - 7; аккумуляторов для накопления избыточного давления в системе - 4; электромагнитных клапанов - 5,6; исполнительных тормозных механизмов. Для регулирования давления рабочего тела в системе используются датчики давления в исполнительных тормозных механизмах и в главном тормозном цилиндре. Контроль давления происходит как со стороны водителя, путем воздействия на педаль тормоза, так и за счет работы насоса с определенным положением клапанов.

а)



б)

Рисунок 3.1 — Гидравлический насос АБС: а) Инженерный электрогидравлический блок АБС; б) Гидравлическая цепь

Принципиальная гидравлическая схема управления давлением для одного колеса показана на рис. 3.2. В исходном состоянии впускной клапан (EV) нормально открыт, а выпускной клапан (AV) - нормально закрыт. Если водитель прикладывает воздействие к педали тормоза, то тормозная жидкость движется от главного цилиндра тормоза (ГТЦ) через открытый впускной клапан к тормозным цилиндрам исполнительного механизма (ТМ). При подаче управляющего сигнала на впускной клапан (EV), тормозное давление отсекается от ГТЦ, и в ТМ обеспечивается фаза удержания давления. При формировании управляющего сигнала на выпускном клапане (AV), тормозная жидкость «перетекает» из ТМ в гидравлический аккумулятор (ГА), и давление в ТМ снижается до некоторого уровня. При формировании управляющего сигнала на электродвигателе (DC) происходит запуск рециркуляционного насоса (ГН) производящего перекачку рабочего тела из гидравлического энергоаккумулятора (ГА) в ГТЦ.

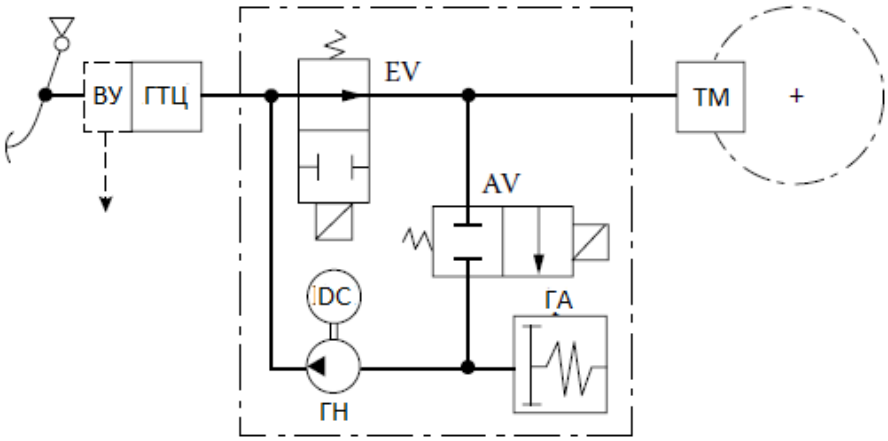


Рисунок 3.2 — Принципиальная схема управления тормозным давлением одного колеса

3.1 Уравнения математической модели

В научно-технической литературе [40] при математическом описании представленных гидравлических цепей применяют ряд допущений:

- длина гидравлических магистралей сравнительно небольшая, и поэтому влиянием волновых процессов на динамику системы можно пренебречь;

- силы инерции и силы трения колесных цилиндров и клапанов малы по сравнению с действующими на них силами давления, вследствии чего не учитываются массы этих элементов, а силами трения пренебрегают;

- свойства рабочей жидкости (плотность, количество нерастворенного воздуха, температура) не изменяются в течение переходного процесса;

- утечки рабочей жидкости пренебрежимо малы.

Уравнение баланса давлений в гидравлической цепи с учетом инерционных потерь давления p_j , гидравлических потерь по длине p_l и местных p_m имеет вид:

$$p_{in} = p_{out} + p_j + p_l + p_m \tag{3.1}$$

Потери давления p_l и p_m выражаются как функция скорости плунжера гидравлического насоса $\frac{dx_{\text{плунж}}}{dt}$, а потери давления p_j - функция ускорения $\frac{d^2x_{\text{плунж}}}{dt^2}$.

Исходя из этого, движение жидкости на участке от насоса или тормозной педали до исполнительных механизмов описывается уравнением:

$$a_1\frac{d^2x_{\text{плунж}}}{dt^2} + a_2\frac{dx_{\text{плунж}}}{dt} + a_3(\frac{dx_{\text{плунж}}}{dt})^2 sign\frac{dx_{\text{плунж}}}{dt} + a_4x_{\text{плунж}} + a_5 - F_4p_{out} = 0 \tag{3.2}$$

Уравнение баланса расходов рабочего тела для рассматриваемой цепи имеет вид:

$$Q = F_4\frac{dx_{\text{плунж}}}{dt} + V_{\text{ж}}\Phi(p_{out})\frac{dp_{out}}{dt} \tag{3.3}$$

А объем рабочей жидкости в гидроцепи равен:

$$V_{\text{Ж}} = V_0 + F_4z + V_{\text{труб}} \tag{3.4}$$

Такая модель была подтверждена на адекватность в работе [40], однако множество входящих в нее эмпирических параметров требует проведения сложных и затратных по времени экспериментов.

3.2 Математическая модель плунжерного насоса

В объемных гидроприводах в настоящее время используются радиальные плунжерные насосы (рис. 3.3). Такие насосы состоят из электродвигателя с осевым расположением эксцентриков и радиально расположенных плунжеров (по два или три на каждый контур).

а) б)

Рисунок 3.3 — Гидравлический насос АБС: а) Электромотор с эксцентриками; б) плунжера

Для этой конструктивной схемы можно сделать следующее допущение:

- наборы плунжеров каждого контура, имеют одинаковые силовые характеристики и заменяются одним эквивалентным для каждого контура;

- тормозная магистраль имеет малый объем и весь объем жидкости сосредоточем в исполнительных механизмах и гибких шлангах;

- давление в магистрали является функцией объема.

Наполнение и опорожнение определяется взаимосвязью параметров работы клапанов и насоса. Рассмотрим работу гидравлического насоса, упрощенная схема которого представлена на рис. 3.4. Прокачиваемый объем рабочего тела определяется как связь между геометрическими параметрами насоса и угловой

скоростью вала электродвигателя:

$$V_{DC} = A_{DC} e_{DC} sin(\omega_{DC} t + \varphi_{DC}(0)) \tag{3.5}$$

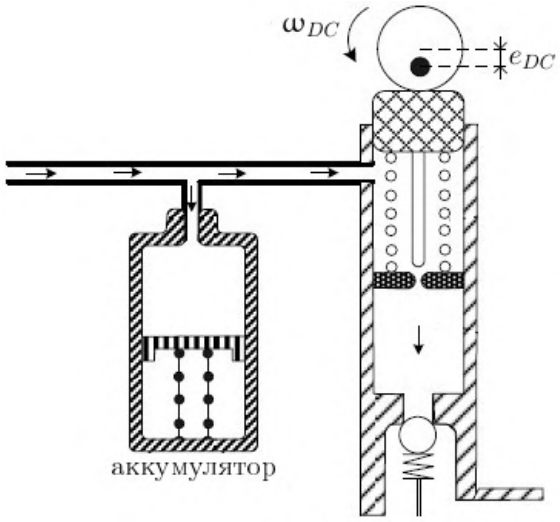


Рисунок 3.4 — Гидравлическая цепь.

Дифференцированием уравнения (3.5) по времени получаем характеристику расхода:

$$Q_{DC} = \frac{dV_{DC}}{dt} = A_{DC} e_{DC} cos(\omega_{DC} t + \varphi_{DC}(0)) \omega_{DC}. \tag{3.6}$$

То есть, прокачиваемый объем определяется геометрическими параметрами насоса A_{DC}, e_{DC} и рабочими характеристиками электродвигателя ω_{DC}. Для определения параметров работы электродвигателя принято использовать характеристику связи угловой скорости электродвигателя и момента. Это связано с возможностью описания работы двигателя постоянного тока с использованием уравнения баланса мощности:

$$P = P_{\text{мех}} + P_{\text{теп}} + P_{\text{инд}} + P_{\text{тр}} \tag{3.7}$$

Расписывая каждый член уравнения (3.7) получаем следующую эквивалентную запись:

$$IU_{DC} = M_{DC} \omega_{DC} + I^2 R + IL \frac{dI}{dt} + P_{\text{тр}} \tag{3.8}$$

Принимая потери на трение пренебрежимо малыми по сравнению с моментом сопротивления, и учитывая, что момент, развиваемый электродвигателем,

прямо пропорционален силе тока ($M_{DC} = k_{DC}I$), то после математических преобразований уравнение (3.8) приобретает вид:

$$\frac{dI}{dt} = \frac{U_{DC} - k_{DC}\omega_{DC} - IR}{L} \tag{3.9}$$

Устранение влияния индуктивности на работу системы достигается путем введения задержки в измерение тока и напряжения. Тогда угловая скорость электродвигателя, определяется как:

$$\omega_{DC} = \frac{U_{DC} - IR}{k_{DC}} \tag{3.10}$$

При таком методе определения угловой скорости в научно технической литературе используют так называемое обратное ЭДС (Back-EMF). Особенность работы электродвигателя связана с функциональной характеристикой развиваемого момента при постоянном напряжении, которая определяется линейной зависимостью момента от угловой скорости. На рис. 3.5 представлена характеристика используемого электродвигателя [110].

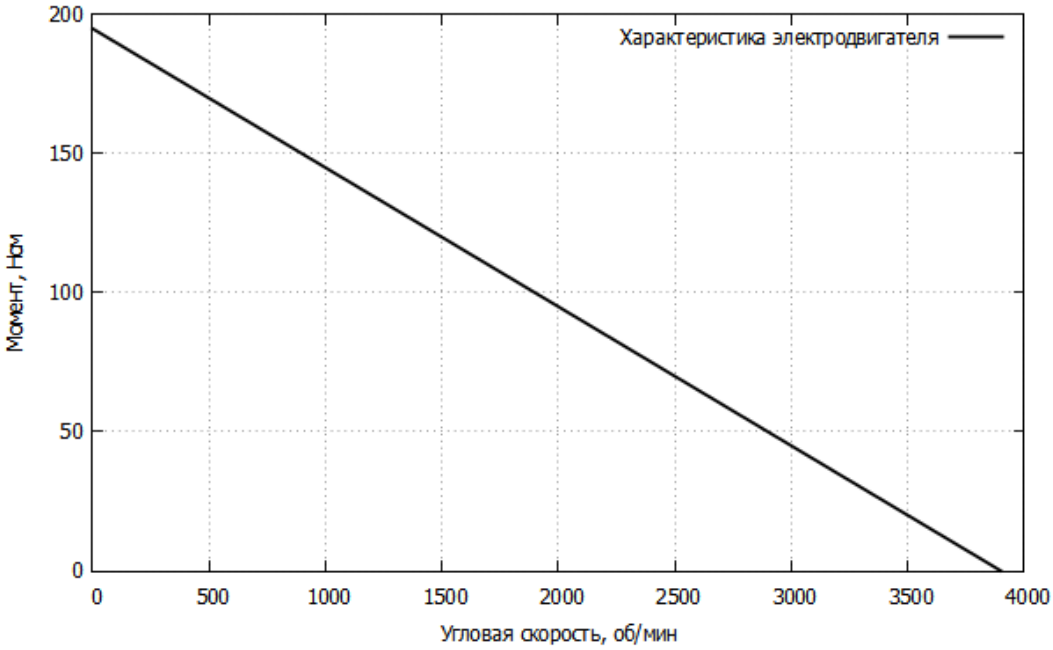


Рисунок 3.5 — Характеристика двигателя постоянного тока

Линейность характеристики следует из пропорциональности момента двигателя к потребляемому току ($M_{DC} = Ik_{DC}$), что дает:

$$k_{DC}\omega_{DC} = U_{DC} - R\frac{M_{DC}}{k_{DC}} \tag{3.11}$$

Принимая следующие обозначения: $\frac{U_{DC}k_{DC}}{R} = M_{DC}(0)$; $\frac{k_{DC}k_{DC}}{R} = \frac{M_{DC}(0)}{\omega_{DC}^{max}}$ получаем следующее математическое описание:

$$M_{DC}(\omega_{DC}) = M_{DC}(0) - \omega_{DC}\frac{M_{DC}(0)}{\omega_{DC}^{max}}, \tag{3.12}$$

Где коэффициенты $M_{DC}(0)$ и $\frac{M_{DC}(0)}{\omega_{DC}^{max}}$ подлежат прямому измерению.

3.3 Математическая модель гидропривода с объемно расходной характеристикой

Параметры, входящие в приведенную модель гидрообъемного привода (3.1-3.4), показывают сложность их применения в рамках моделирования, так как требуется получение неизвестных при проведении специальных стендовых испытаний с обоснованием выбора способа идентификации параметров по результатам эксперимента.

В рамках данной работы предложено использовать модель гидробъемного привода, где в качестве связующего звена между рабочими тактами плунжерного насоса и изменением давления в исполнительных механизмах принята функциональная характеристика давления от расхода («жесткость» привода) (3.13). Входной переменной (схемы с функцией давления от расхода) является прокачиваемый насосом объем тормозной жидкости, а выходной – давление в исполнительных механизмах.

$$p_{out} = c(V) \tag{3.13}$$

Измерение характеристики функции (3.13) давления от расхода в приводе проводилось на специальном стенде (рис. 3.6), состоящем из электродвигателя, понижающего редуктора, редуктора типа шестерня-рейка для преобразования вращательного движения двигателя в поступательное движение поршня, гидравлического цилиндра с резервуаром, потенциометра и датчиков давления, системы управления и сбора данных.

Перемещение штока гидравлического цилиндра замеряется с помошью потенциометра. При известных геометрических параметрах (площади поршня) происходит вычисление прокачиваемого объема рабочего тела. В это время,

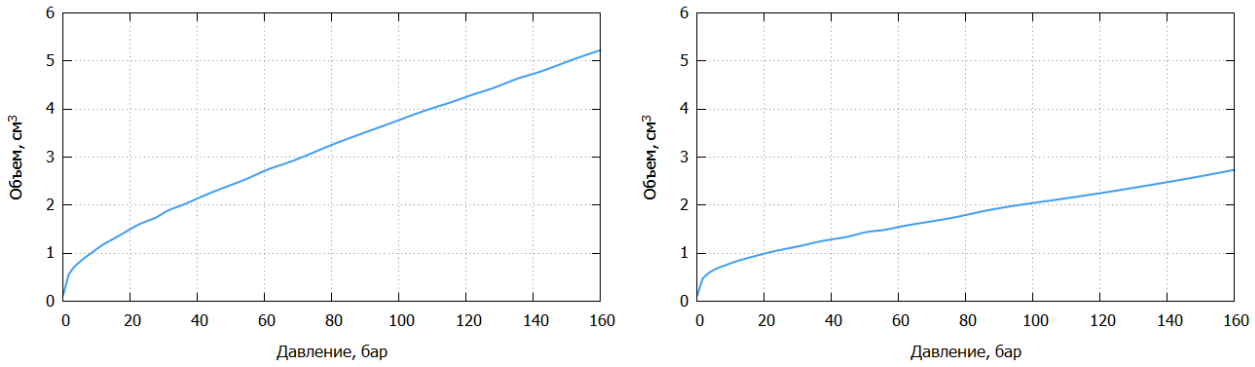
Рисунок 3.6 — Стенд для измерения функции давления от расхода

датчиком давления производится замер давления на входе в тормозной скобе. Оба показателя (объем и давление) заносятся в память измерительного устройства и формируется характеристика давления от прокачиваемого объема. На рис. 3.7 представлены замеренные характеристики давления от объема рабочего тела для тормозных скоб передней и задней оси.

Для определения связи крутящего момента электродвигателя постоянного тока и момента сопротивления, создаваемого со стороны гидропривода, воспользуемся уравнением баланса моментов:

$$J_{DC}\frac{d\omega_{DC}}{dt} = k_{DC}I - (M_{DC} + m_0) \tag{3.14}$$

Определение производной от угловой скорости является крайне затруднительным и оценка момента инерции электродвигателя не является рациональной. Для устранения влияния инерциальных составляющих, регулирование угловой скорости электродвигателя производится в классе кусочно-линейных функций с выполнением условия $J_{DC}\frac{d\omega_{DC}}{dt} = 0$. Тогда баланс моментов



а) б)

Рисунок 3.7 — Характеристика расхода от давления рабочего тела в тормозных механизмов: а) передней оси; б) задней оси.

определяется из соотношения:

$$k_{DC}I = (M_{DC} + m_0) \tag{3.15}$$

Момент сопротивления, создаваемый пружинами плунжеров компенсируется за счет их симметричного расположения и $m_0 = 0$, а мощность гидравлической части, создаваемой насосом, рассчитывается как произведение расхода на разницу давления между входом в насос и текущим давлением в тормозных механизмах $P_{DC} = F\Delta p$, тогда:

$$P_{DC} = \frac{V_{DC}}{dt}(p_{out} - p_{in}) \tag{3.16}$$

Тем самым учитывая баланс моментов, создаваемый от электродвигателя и со стороны плунжерного насоса можно определить объем жидкости, который необходимо прокачать, для изменения давления на заданную величину через регулятор угловой скорости электродвигателя. И общая гидравлическая модель объемного привода приобретает следующий вид:

$$\begin{cases} M_{DC}(\omega_{DC}) = M_{DC}(0) - \omega_{DC}\frac{M_{DC}(0)}{\omega_{DC}^{max}} \\ V_{DC} = A_{DC}e_{DC}sin(\omega_{DC}t + \varphi_{DC}(0)) \\ P_{DC} = \dot{V}_{DC}(p_{out} - p_{in}) \\ p_{out} = c(V) \end{cases} \tag{3.17}$$

Принципиальная схема проводимых измерений представлена на рис. 3.8. Измерения проходят в составе автомобиля – водитель воздействует на педаль тормоза, увеличивая давление рабочего тела в тормозной системе. После чего

включается насос с пробными сигналами управления и производит выкачивание рабочего тела из полости тормозных скоб, при этом давление на выходе из ГТЦ и на входе в тормозной механизм записывается. По измеренным данным (Напряжению питания электродвигателя и тока) производится расчет угловой скорости и момента электродвигателя, после чего определяется давление в исполнительных механизмах.

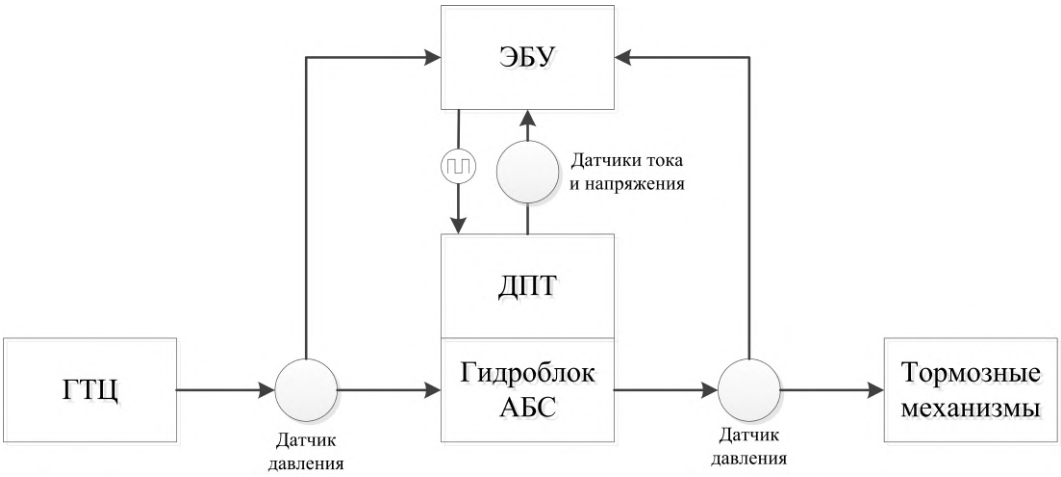


Рисунок 3.8 — Принципиальная схема экспериментальной установки для верификации гидравлической модели

Результаты испытаний работы модели гидропривода в составе автомобиля представлены на рис. 3.9. Использование такой модели вместо моделей с учетом перепада давления позволяет достичь высокой универсальности и обеспечить управление насосом по более простым алгоритмам.

Для измерения давления в исполнительных механизмах и на выходе из ГТЦ применялись датчики фирмы Bosch (рис. 3.10). Используемый датчик имеет следующие характеристики точности: 0,84% в диапазоне от 0 до 35 бар; 5% в диапазоне от 35 до 250 бар. Рассчет ошибки модели, в соответствии с методикой [60], показал погрешность реализованной модели менее 5%, что не превышает погрешности измерения в диапазоне от 35 до 250 бар.

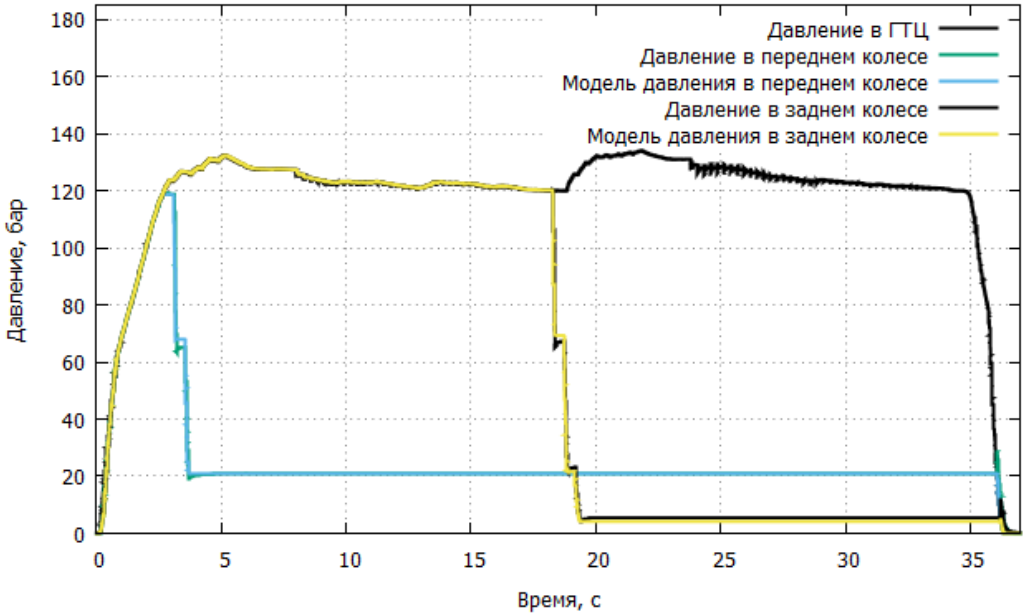


Рисунок 3.9 — Сопоставление эксперимента с предлагаемой гидравлической моделью

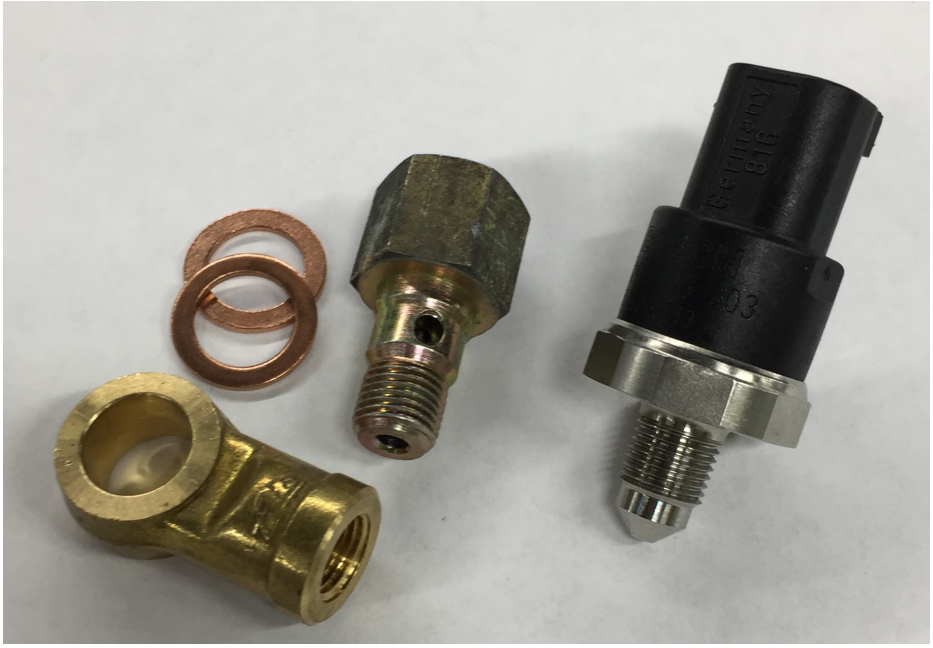


Рисунок 3.10 — Датчик давления с арматурой для подключения

Выводы

В рамках данной работы предложено использовать характеристику «жесткости» привода в модели гидробъемного привода, которая представляет собой связующее звено между рабочими тактами плунжерного насоса и изменением

давления в исполнительных механизмах. Входной переменной схемы с характеристикой «жесткости» привода является прокачиваемый насосом объем тормозной жидкости за один такт, а выходной – давление в исполнительных механизмах. Представлены результаты сопоставления эксперимента с предлагаемой гидравлической моделью, погрешность предлагаемой модели составила менее 5%.

Использование такой модели вместо моделей с учетом перепада давления, позволяет достичь высокой универсальности, так как требуется только определение характеристики жесткости и обеспечивает управление насосом по более простым алгоритмам. Целесообразность применения такой модели обусловлена большим разнообразием конструктивных исполнений тормозных механизмов, вследствие чего адаптация циклов управления к каждой конструкции не требует значительных финансовых и временных затрат.

Глава 4. Построение алгоритма АБС с учетом перераспределения вертикальных реакций

Назначение алгоритма (контура управления) определено во второй главе и состоит в антиблокировочном регулировании давления рабочего тела в исполнительных механизмах каждого колеса с учетом информации об изменении вертикальных реакций. Поскольку во время антиблокировочного регулирования очередность блокирования колес изменяется (даже при постоянных условиях по сцеплению), предлагаемый контур следует интерпретировать как следящую систему: обеспечивается движение изображающей точки [7] по одной из оптимальных траекторий. Основные результаты данной главы получены при помощи математического моделирования в программном комплексе Matlab Simulink, использования данных физического эксперимента в работе математической модели и дорожных испытаний. Процедура синтеза управления базируется на принципах проектирования адаптивных систем [3,73].

4.1 Особенности контура «связанного управления»

Классический подход АБС, с целью обеспечения минимума тормозного пути - реализация индивидуального управления (IR принцип), предусматривает учет взаимосвязей отдельных частей объекта управления «автомобиль-колесо-дорога» как их отражение между подсистемами изучаемого объекта. Процесс синтеза управления (У), на основе этого подхода, представляет классический (индуктивный) принцип [44] (рис. 4.1), где объект «автомобиль-колесо-дорога», подлежащий стабилизационному управлению, разбивается на отдельные подсистемы, то есть выбираются исходные данные (Д) для управления и ставятся цели (Ц), что отображает отдельные стороны процесса. Другими словами, по совокупности исходных данных (Д) ставится цель управления отдельной стороны функционирования системы, а на базе этой цели формируется некоторая компонента будущего управления. Совокупность компонент объединяется в вектор управление (У).

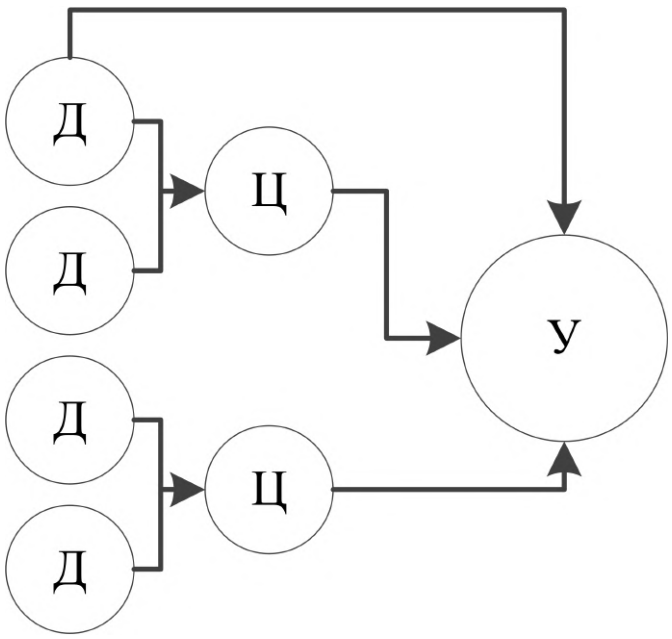


Рисунок 4.1 — Процесс синтеза управления на основе классического подхода

Примером такого классического подхода является моделирование функционирования АБС в работах [5,27,43], где управление каждым колесом осуществляется своим автономным контуром и эффективность торможения определяется суммарным эффектом. Таким образом, разработка управления (У) на базе классического подхода означает суммирование отдельных компонент в единую модель, причем каждая из компонент решает свои собственные задачи и изолирована от других частей модели.

«Связанное управление» представляет системотехнический подход [44] к формированию вектора управления, что позволяет учитывать большее количество исходных данных, которые, при классическом подходе, считались стохастическими связями в системе или воздействиями внешней среды [62]. Это позволяет реализовать управление объектом «колесо-дорога» не изолированно, а во взаимодействии с неучтенными (отфильтрованными) факторами, а также в совокупности с другими подсистемами объекта «автомобиль-колесо-дорога».

Такой подход позволяет решить проблему построения контура управления АБС с учетом дополнительных факторов и возможностей, пропорциональных их значимости, на всех этапах адаптации системы и построения вектора управления (У). Процесс построения контура «связанного управления» и синтеза управления (У) на базе системного подхода [44], условно, представлен на рис. 4.2. Используя исходные данные (Д), которые известны из измерений или анализа поведения системы, ограничений, которые накладываются на систему сверху, либо исходя из возможностей ее реализации, и на основе цели функци-

онирования формулируются исходные требования (Т) к управлению системы. На базе этих требований формируются, ориентировочно, некоторые подсистемы (П), элементы (Э) и формируется вероятностный вектор управления (В) составляющих системы, после чего осуществляется наиболее сложный этап синтеза – выбор вектора управления (У), для чего используются специальные критерии выбора (КВ).

.

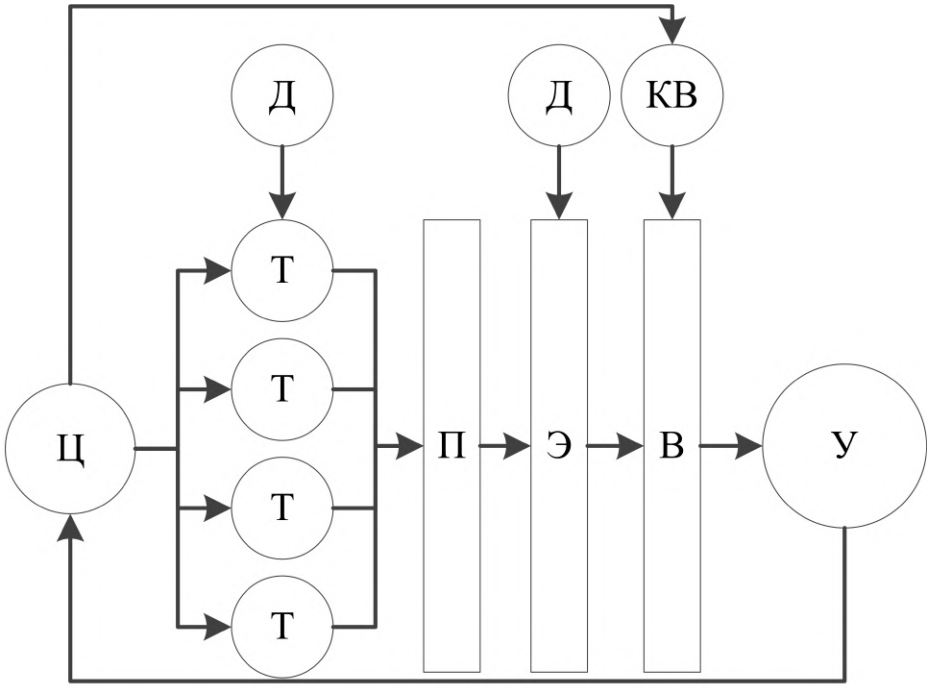


Рисунок 4.2 — Процесс синтеза управления на основе системного подхода

4.2 Структура разработанного контура управления

Описанный выше подход (рис. 4.2) представляет замкнутую систему управления, которая работает в корректирующем режиме к IR принципу АБС в соответствии с результатами, полученными во второй Главе. Для этого требуется построение дополнительного контура, который формирует некоторую поверочную величину - текущий критерий подстройки. В теории оптимального управления дано [17], что синтезирующая функция должна зависеть только от того в какой точке фазового пространства находится в данный момент объект управления. Тогда критерий подстройки (синтезирующая функция) будет пред-

ставлять КВ (рис. 4.2), на основании которого формируется вектор управления, определяемый исходя из положения изображающей точки.

Структурная схема предлагаемой системы управления («связанного управления») и IR контура АБС описана в работе [64] и представлена на рис. 4.3. «Связанное управление» реализовано в программном модуле блока АБС с отдельной расчетной частью и использует информацию от блока антиблокировочного управления (текущих управлений АБС) и информацию о поведении объекта управления. Такая схема позволяет применять корректирующие мероприятия по управлению тормозными силами на колесах без внесения изменений в логику АБС, что показывает универсальность разработанного решения.

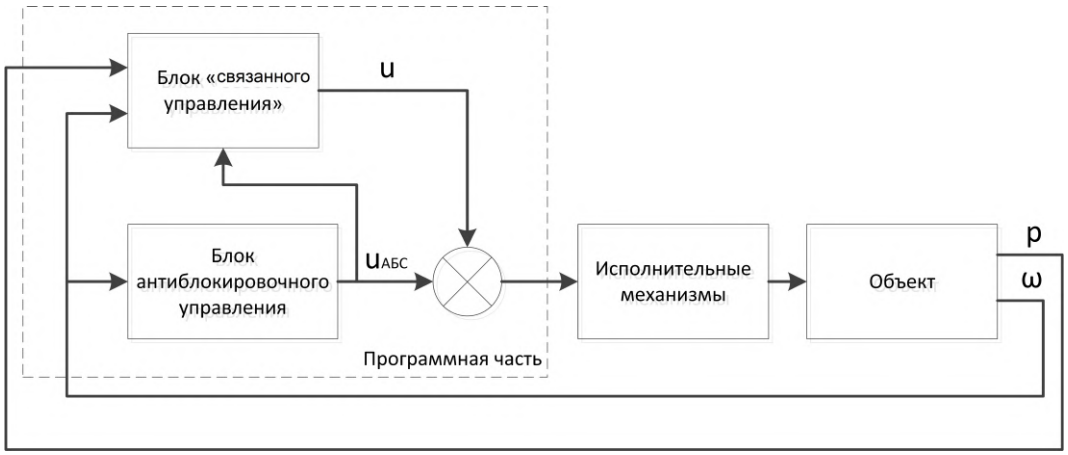


Рисунок 4.3 — Структурная схема реализации «связанного управления»

С точки зрения цели управления, блок «связанного управления» определяет положение изображающей точки, управление от блока IR АБС регулирования и формирует корректирующее управление, что приводит к обеспечению минимального тормозного пути и контролю давления рабочего тела в исполнительных механизмах с поправками к давлению индивидуального управления при учете изменения вертикальных реакций.

Тем самым, поиск и реализация управления отличается от индивидуального АБС регулирования с разделением объекта «колесо-дорога» на 2 состояния (повышение давления и сброс давления), обеспечивающего «мгновенный» максимум $\varphi - s$ для конкретного колеса в определенные моменты времени тем, что «связанное управление» формирует вектор управления давлением в некотором диапазоне $[p^0, p^*]$ исходя из областей с учетом вертикальных реакций, который обеспечивает движение изображающей точки по функции $F(R_x^{\text{пп}}, R_x^{\text{пл}}, R_x^{\text{зп}}, R_x^{\text{зл}},)$ и относится к задачам экстремальных систем.

Традиционно, задача синтеза экстремальных систем автоматического управления решается с помощью двух подходов. Первый, рассмотренный в Главе 2, связан с аналитическим решением задачи оптимального управления для особых траекторий. Применение его в явном виде для синтеза регулятора «связанного управления» невозможно из-за поиска экстремума, основанного на вторых производных функции Гамильтона и невозможности их получения в технических системах с высокой точностью. Второй подход связан с поиском оптимального управления, общая характеристика которого определена аналитическим аппаратом первого подхода за счет адаптивных алгоритмов.

Алгоритм управления должен соответствовать базовым требованиям:

- универсальность: интеграции не зависимо от базового принципа антиблокировочного регулирования;

- адаптивность: адаптации к изменяющимся дорожным условиям и случайным внешним возмещениям;

- устойчивость (по Ляпунову): в случае срыва управления, максимальная эффективность должна обеспечиваться базовым контуром АБС.

4.3 Базовый алгоритм блока антиблокировочного регулирования

В качестве базового решения блока антиблокировочного управления (рис. 4.3) использовался принцип индивидуального регулирования с алгоритмом комбинированного выбора параметров регулирования [20,86]. То есть в качестве пороговых параметров регулирования используются проскальзывание колеса и порог по угловому ускорению/замедлению колеса.

При регулировании по проскальзыванию колеса, используется гипотеза [43]: «что единственной координатой, однозначно определяющей положение рабочей точки на фазовом портрете системы ($\varphi - s$ - диаграмма), является коэффициент продольного скольжения». Тогда в качестве координаты для формирования контура стабилизации используется окружная скорость колеса:

$$\omega r_{\text{д}} = V_{\text{к}} = (1 - s)V_a \tag{4.1}$$

Такой подход (4.1) предполагает формирование сигнала желаемой скорости колеса, которая должна соответствовать оптимальным условиям сцепления

модели одиночного колеса и дальнейшего сравнения текущей окружной скорости тормозящего колеса со значением сигнала уставки:

$$V_{\text{к}}^{ref} = (1 - s^*)V_a = k_s V_a \tag{4.2}$$

Техническая трудность данного подхода связана с измерением скорости автомобиля, однако она решается с помошью косвенной оценки - построения опорной скорости автомобиля. Для формирования сигнала опорной скорости автомобиля используется «модель с интегрирующим звеном в которую периодически вносятся начальные условия» [43] и применение подстраиваемой модели [3], которая производит дополнительные корректировки интегрирующего звена и начальных условий на основании анализа устойчивости движения тормозящего колеса.

Результат работы модели построения опорной скорости автомобиля представлен на рис. 4.4.

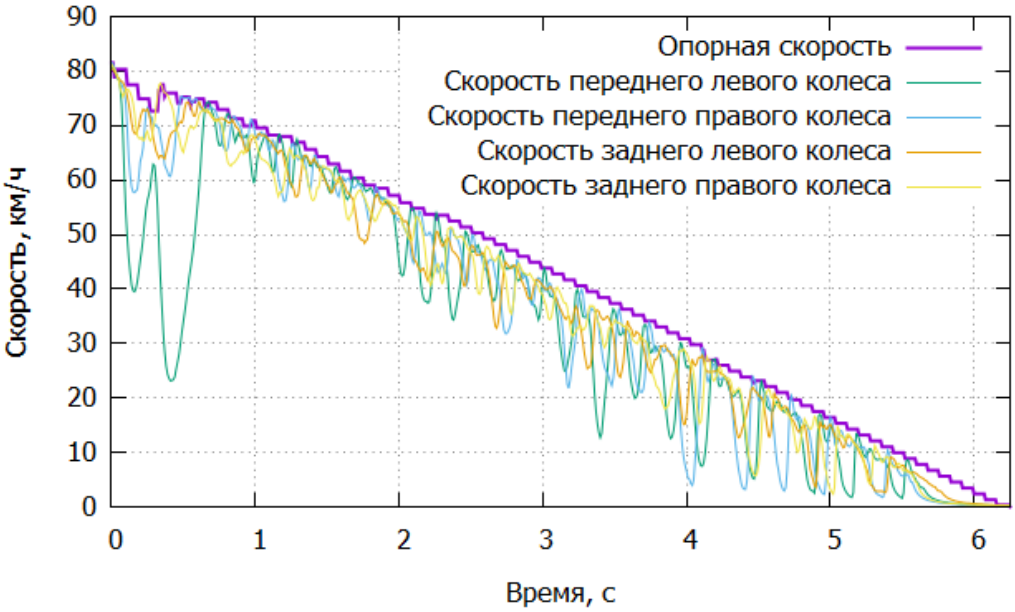


Рисунок 4.4 — График построения опорной скорости

Как показывает практика, получение углового замедления/ускорения колеса в настоящее время технически осуществимо и предлагается рядом исследователей. При таком подходе формирование управляющего сигнала происходит с использованием сравнения сигнала углового замедления/ускорения колеса $(\frac{dV_k}{dt})$ со значением уставки. Стоит отметить, что корректировка уставок замедления происходит на основании скорости движения автомобиля и «динамического образа» [5,6] модели движения одиночного колеса.

Тем самым, подход с алгоритмом комбинированного выбора параметров регулирования считается наиболее оптимальным с точки зрения контроля проскальзывания колеса и обеспечения устойчивости алгоритма управления. На рис. 4.5 представлено, схематически, осуществление двойной проверки параметров регулирования

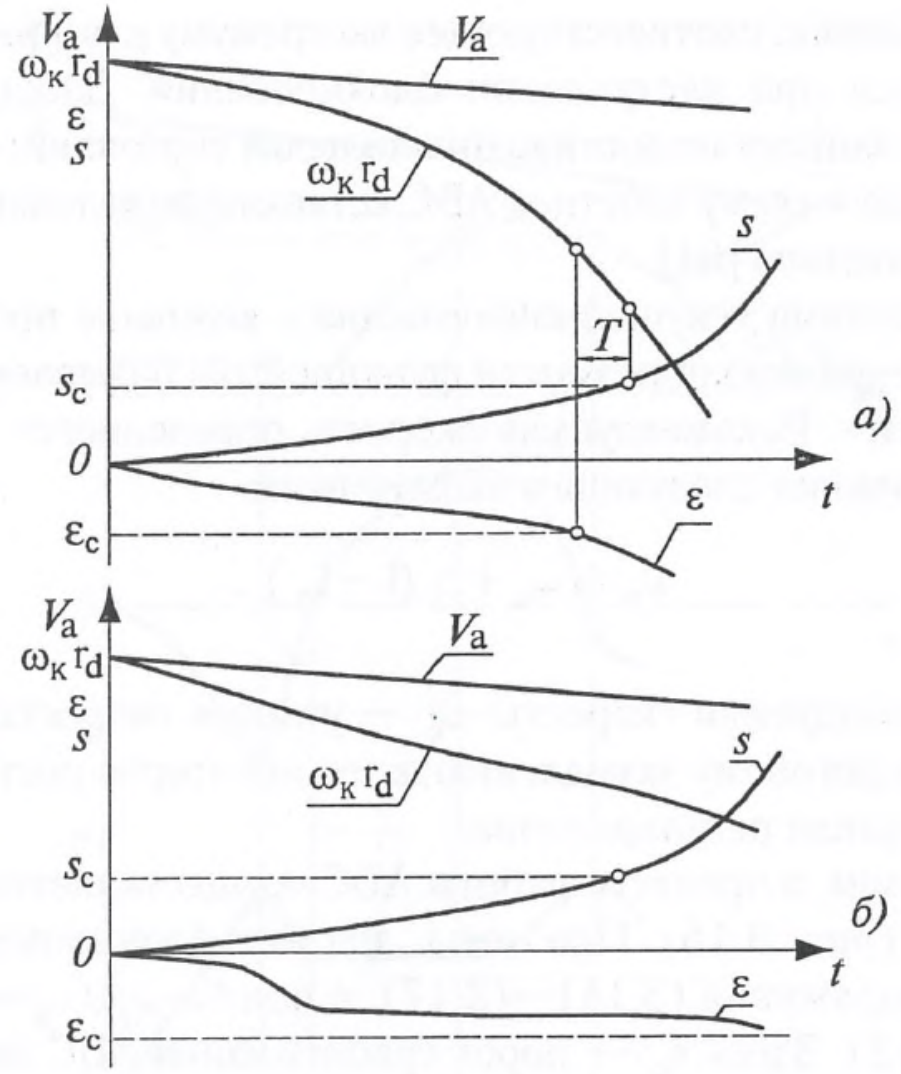


Рисунок 4.5 — Комбинированное регулирование в работе АБС: а) срабатывание по замедлению; б) срабатывание по проскальзыванию.

4.4 Формирование управляющей величины

Регулятор «связанного управления», как это следует из выше изложенного, относится к адаптивным системам, осуществляющим автоматическое по-

полнение информации о характеристиках объекта управления в процессе регулирования. Отсюда следует, что адаптивные системы, для своего построения и работы, не требуют полной информации. Но в такой постановке, поиск наилучшего, в определенном смысле, функционирования системы требует тем меньше времени, чем больше априорной информации доступно.

Каждое звено «колесо-дорога» в системе «автомобиль-колесо-дорога» обладает тем свойством, что вертикальная реакция может изменять свое максимальное значение как в сторону увеличения, так и в сторону снижения под действием изменяющейся тормозной силы. Для индивидуального АБС регулирования данный факт не используется в логике управления, так как считается, что «достаточным оказывается значение характерных точек нелинейного коэффициента передачи $\varphi - s$» [43].

Предлагаемый алгоритм необходим для корректировки случаев избыточного или недостаточного управления со стороны АБС. Например, состояние системы характеризовалось координатами $s^{(1)}$ и $R_x^{(1)}$ (рис. 4.6), а исполнительный механизм был включен на уменьшение (поддержание) управляющего воздействия. На объект начали действовать возмущения, вызывающие смещение экстремальной характеристики в положение II, затем в положение III. Пусть за время изменения управляющего воздействия от $s^{(1)}$ до $s^{(2)}$ статическая характеристика поднялась вверх и заняла положение II, тогда выходная переменная уменьшилась до значения $s^{(2)}$. Управляющее устройство не произведет реверс исполнительного механизма, поскольку целевая величина s не достигнута. За время перехода от $s^{(2)}$ до $s^{(3)}$, при интенсивных монотонных возмущениях, характеристика объекта может принять положение III, и реверса ИМ не произойдет. Таким образом система будет двигаться в неправильном направлении, удаляясь от экстремума, когда объект управления может принять стабильное положение.

Компенсация дрейфующего максимума тангенциальной силы может быть осуществима за счет учета изменения вертикальной реакций в алгоритме АБС во время торможения.

Анализ перераспределения вертикальных реакций может быть проведен с использованием уравнений баланса моментов в продольной и поперечной плоскостях. Результат составления уравнений баланса моментов в продольной плоскости автомобиля для колес передней оси и задней оси под действием продольных сил инерции разобран в Главе 1 и описывается уравнением:

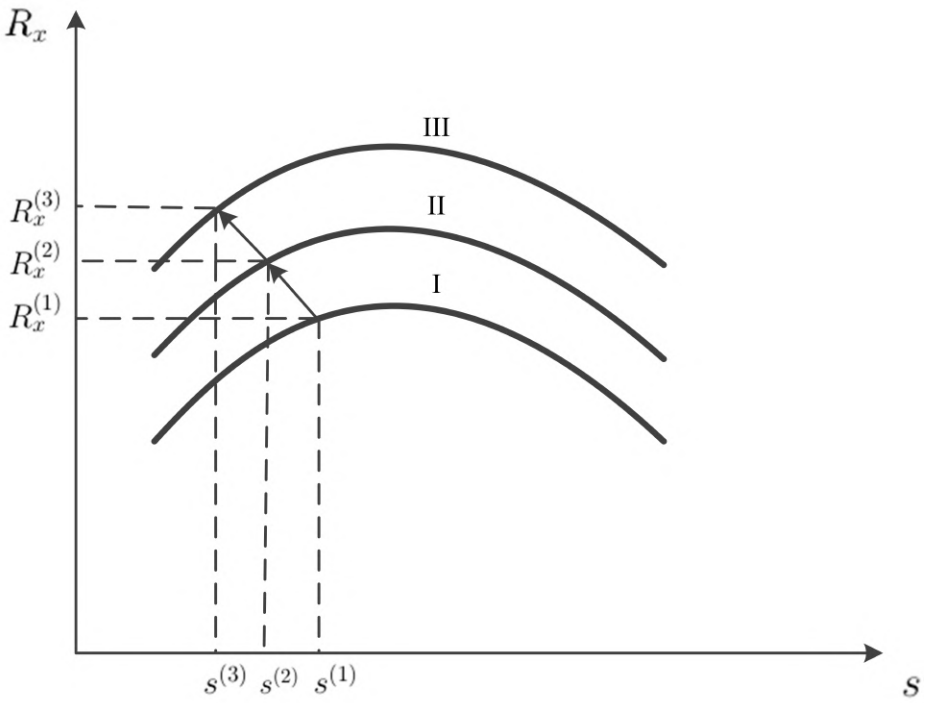


Рисунок 4.6 — Дрейф экстремума

$$\begin{cases} R_z^{\text{п}} = \dfrac{G_a l_2}{L} + G_a \dfrac{h_g}{L}\dfrac{j}{g} \\ R_z^{\text{з}} = \dfrac{G_a l_1}{L} - G_a \dfrac{h_g}{L}\dfrac{j}{g}. \end{cases} \tag{4.3}$$

Составление уравнения баланса моментов в поперечной плоскости ,относительно колес левого (лб) и правого (пб) борта представлены систему уравнений 4.4.

$$\begin{cases} R_z^{\text{пб}} = \dfrac{G_a l_2^y}{l^y} + G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g} \\ R_z^{\text{лб}} = \dfrac{G_a l_1^y}{l^y} - G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g}. \end{cases} \tag{4.4}$$

Рассмотрение изменения вертикальной реакции на каждом колесе происходит с разделением процесса перераспределения вертикальных реакций по следующей схеме:

1. Оценивается перераспределение между бортов от действия поперечных сил инерции.

2. После перераспределения вертикальных реакций по бортам рассматривается виртуальная масса, приходящаяся на каждый борт, которая может быть представленна следующим образом:

$$\begin{cases} m_a^{\text{пб}} = m_a \dfrac{R_z^{\text{пб}}}{G_a} = \dfrac{R_z^{\text{пб}}}{g} \\ m_a^{\text{лб}} = m_a \dfrac{R_z^{\text{лб}}}{G_a} = \dfrac{R_z^{\text{лб}}}{g}. \end{cases} \tag{4.5}$$

Исходя из этого, величину вертикальной реакции на каждом колесе можно представить в виде систем уравнений:

$$\begin{cases} R_z^{\text{пп}} = (\dfrac{G_a l_2^y}{l^y} + G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g})\dfrac{1}{g}\dfrac{l_2}{L} + (\dfrac{G_a l_2^y}{l^y} + G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g})\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}\dfrac{j}{g} \\ R_z^{\text{пл}} = (\dfrac{G_a l_1^y}{l^y} - G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g})\dfrac{1}{g}\dfrac{l_2}{L} + (\dfrac{G_a l_1^y}{l^y} - G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g})\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}\dfrac{j}{g} \\ R_z^{\text{зп}} = (\dfrac{G_a l_2^y}{l^y} + G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g})\dfrac{1}{g}\dfrac{l_1}{L} - (\dfrac{G_a l_2^y}{l^y} + G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g})\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}\dfrac{j}{g}. \\ R_z^{\text{зл}} = (\dfrac{G_a l_1^y}{l^y} - G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g})\dfrac{1}{g}\dfrac{l_1}{L} - (\dfrac{G_a l_1^y}{l^y} - G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g})\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}\dfrac{j}{g}. \end{cases} \tag{4.6}$$

Такой подход продемонстрирован Kun Jiang, Adina Pavelescu, Alessandro Correa Victorino и Ali Charara в трудах семнадцатой международной конференции интеллектуальных транспортных систем, также они выдвинули предположение, что более точный расчет вертикальных реакций возможен с использованием моментов инерции кузова автомобиля.

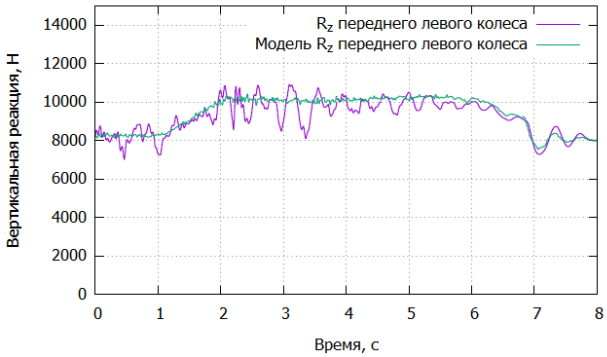
С целью проверки математической модели изменения вертикальных реакций (4.6), были проведены дорожные испытания на автомобиле с измерительным оборудованием. Для измерения вертикальных реакций использовались тензометрические колеса, а параметры движения кузова измерялись с помощью штатного, для системы динамической стабилизации, датчика поперечных и продольных ускорений. Результаты испытаний представлены на рис 4.7. Как видно, использование модели (4.6) дает достаточно точное описание изменения вертикальных реакций на каждом колесе под действием сил инерции.

Область корректирующих управлений, в рамках данной работы, обладает техническими ограничениями, в связи с чем допустимыми вариантами корректирующего регулирования служат:

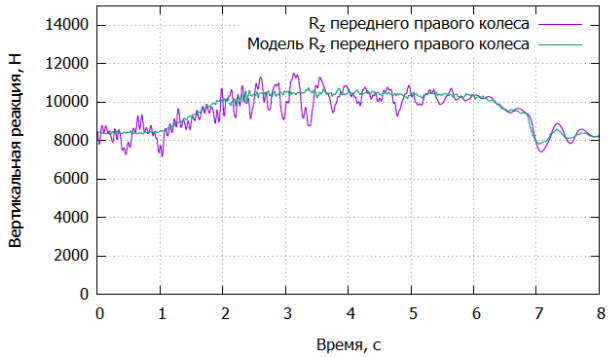
1. Изменение темпа нарастания давления (ИТПД).

2. Выбор более раненего или более позднего порога регулирования (OR).

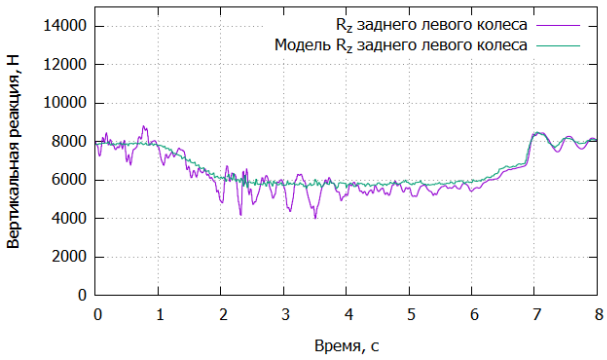
3. Управление режимом удержания давления на фазе подъема давления (HOLD).



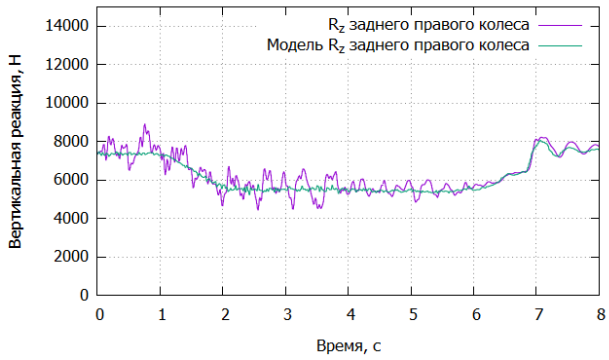
а)



б)



в)



г)

Рисунок 4.7 — Осциллограмма изменения вертикальных реакций при торможении без АБС на сухом асфальте: а) заднее правое колесо; б) заднее левое колесо; в) переднее правое колесо; г) переднее левое колесо;

Исходя из этого, прямое использование величины вертикальной реакции не представляется необходимым, а достаточным является определение характера изменения вертикальных реакций на каждом колесе. Рассматривая производную по времени от вертикальной реакции (4.4), приходим к следующей системе уравнений:

$$\begin{cases} \dfrac{dR_z^{\text{пп}}}{dt} = m_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{1}{g}\dfrac{l_2}{L}\dfrac{dj^y}{dt} + \dfrac{m_a l_2^y}{l^y}\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}\dfrac{dj}{dt} + m_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}(\dfrac{dj^y}{dt}j + j^y\dfrac{dj}{dt}) \\ \dfrac{dR_z^{\text{пл}}}{dt} = -m_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{1}{g}\dfrac{l_2}{L}\dfrac{dj^y}{dt} + \dfrac{m_a l_1^y}{l^y}\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}\dfrac{dj}{dt} - m_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}(\dfrac{dj^y}{dt}j + j^y\dfrac{dj}{dt}) \\ \dfrac{dR_z^{\text{зп}}}{dt} = m_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{1}{g}\dfrac{l_1}{L}\dfrac{dj^y}{dt} - \dfrac{m_a l_2^y}{l^y}\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}\dfrac{dj}{dt} - m_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g}\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}(\dfrac{dj^y}{dt}j + j^y\dfrac{dj}{dt}) \\ \dfrac{R_z^{\text{зл}}}{dt} = -m_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{1}{g}\dfrac{l_1}{L}\dfrac{dj^y}{dt} - \dfrac{m_a l_1^y}{l^y}\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}\dfrac{dj}{dt} + G_a \dfrac{h_g}{l^y}\dfrac{j^y}{g}\dfrac{1}{g}\dfrac{h_g}{L}(\dfrac{dj^y}{dt}j + j^y\dfrac{dj}{dt}) \end{cases} \quad (4.7)$$

Из системы уравнений (4.7) следует, что характер изменения вертикальных реакций на каждом колесе определяется значением производной по вре-

мени от ускорения (рывков), как будет показано ниже эти величины можно определить сравнительно простой косвенной оценкой.

Для решения этой задачи предложен ряд алгоритмов, необходимых для получения максимального количества априорной информации, позволяющей осуществлять правильный поиск:

- алгоритм определения очередности блокирования колес;
- алгоритм качественного определения изменения вертикальных реакций;
- алгоритм формирования вектора давления «связанного управления».

Эти алгоритмы представляют часть исходных данных, необходимых для формирования вектора управления.

4.4.1 Алгоритм определения очередности блокирования колес

Первостепенно, необходимо знать текущую динамическую ситуацию – наличие опережающего блокирования колес передней или задней оси. Основная идея предлагаемого алгоритма заключается в оценке вектора угловых скоростей колес. Рассматривая плоскую модель объекта «автомобиль-колесо-дорога», эта информация может быть определена исходя из значений проскальзывания колес передней и задней осей:

$$\begin{cases} \text{опережающее блокирование колес задней оси, } 1, s_{\text{п}} - s_{\text{з}} > 0; \\ \text{опережающее блокирование колес передней оси, -1}, s_{\text{п}} - s_{\text{з}} < 0. \end{cases} \tag{4.8}$$

Подставляя уравнение (1.2) в (4.1), и умножив левую и правую часть получившихся неравенств на $\frac{V_a}{r_{\text{д}}}$, получаем:

$$\begin{cases} 1, \text{если } \omega_{\text{п}} - \omega_{\text{з}} > 0; \\ -1, \text{если } \omega_{\text{п}} - \omega_{\text{з}} < 0. \end{cases} \tag{4.9}$$

Для пространственной модели объекта управления приемлимы те же рассуждения с использованием массива данных из четырех элементов, где положению первого элемента соответствует самое ближайшее блокирование, а положению последнего – самое позднее:

$$\omega_{\text{блок}} = min(\omega_{\text{пп}}, \omega_{\text{пл}}, \omega_{\text{зп}}, \omega_{\text{зл}}) \tag{4.10}$$

На рис. 4.8 представлена блок схема реализации алгоритма, входными параметрами которого являются угловые скорости колес ($WheelSpeed_FL$, $WheelSpeed_FR$, $WheelSpeed_RL$, $WheelSpeed_RR$), которые поступают в блок сортировки [70]. На выходе получается четыре сигнала: первой блокировки ($FirstLock$), второй блокировки ($SecondLock$), третьей блокировки ($ThirdLock$), четвертой блокировки ($FourthLock$).

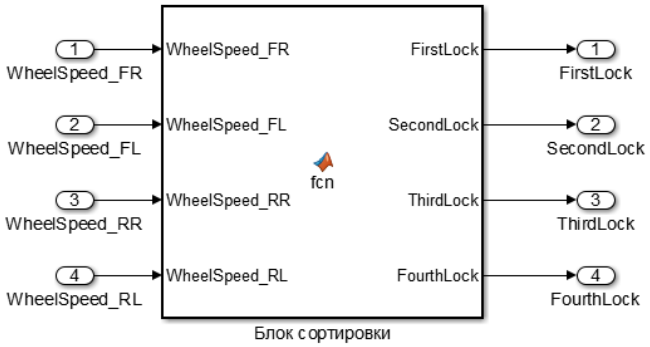
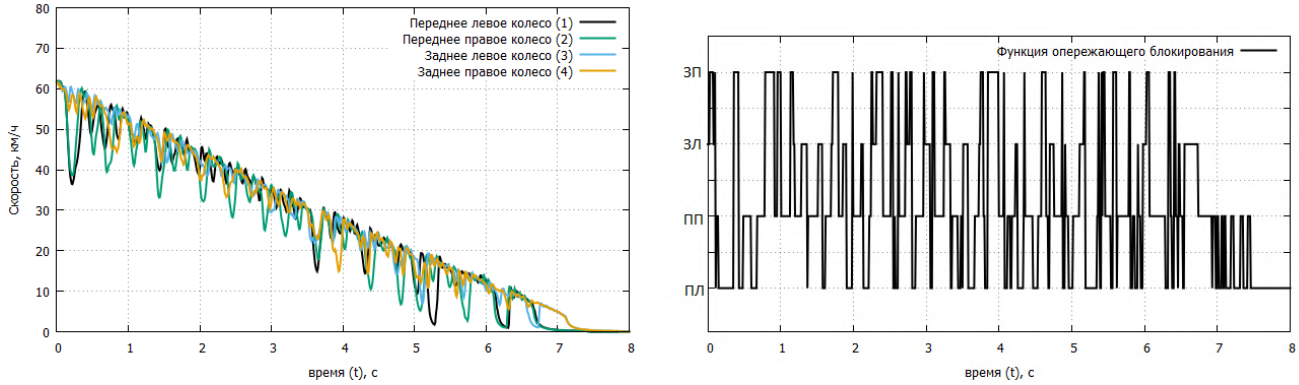


Рисунок 4.8 — Блок схема модели определения очередности блокирования

Результат работы данного алгоритма при проведении тормозных испытаний на дороге с низким коэффициентом сцепления представлен на рис. 4.9 .



а) б)

Рисунок 4.9 — Осциллограмма торможения на дороге с низким коэффициентом сцепления: а) изменение угловых скоростей колес; б) характеристика опережающего блокирования

4.4.2 Алгоритм определения изменения вертикальной реакции

Для определения вектора рекомендуемого давления («особого управления»), необходимо знать информацию об изменении вертикальной реакции. Для ее качественного определения удобно воспользоваться весовыми параметрами тормозного привода - коэффициент β [24]. Предлагается алгоритм оценки изменения вертикальной реакции, который подчиняется следующей формуле:

$$\vartheta = \beta(U_{\text{пп}} + U_{\text{пл}}) + (1 - \beta)(U_{\text{зп}} + U_{\text{зл}}). \tag{4.11}$$

Правило определения изменения текущей вертикальной реакции на колесе с использованием диагностического признака (4.11) представлено в Таблице 3.

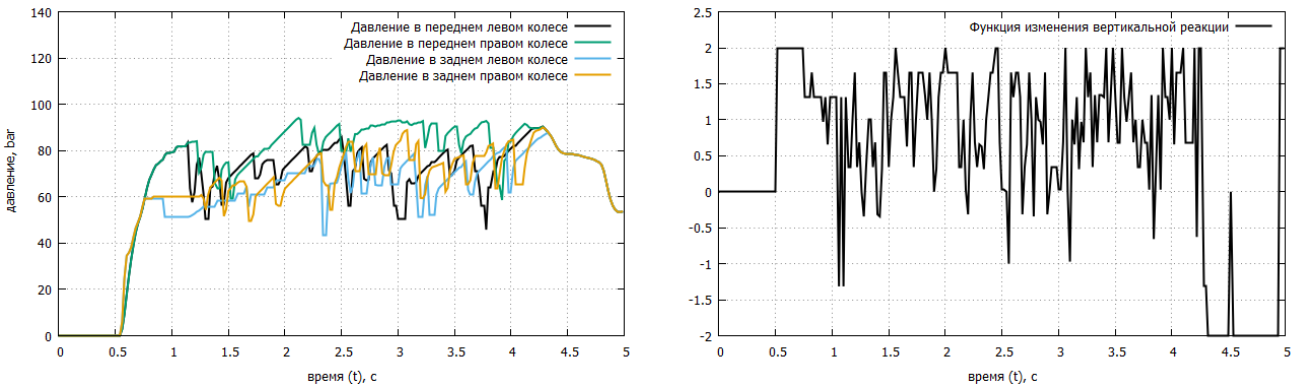
Таблица 3 — Правила формирования алгоритма изменения вертикальной реакции

Диагностический признак	Правило для колес передней оси	Правило для колес задней оси
$\vartheta > 0$	увеличение вертикальной реакции	снижение вертикальной реакции
$\vartheta < 0$	снижение вертикальной реакции	увеличение вертикальной реакции

Такой подход позволяет, используя только информацию о текущем управлении на каждом колесе, сформировать представление об изменении вертикальной реакции. На рис. 4.10, представлены результаты дорожных испытаний с включенной АБС, имеющей индивидуальное регулирование, и результатом применения модели (4.4) расчета изменения вертикальной реакции.

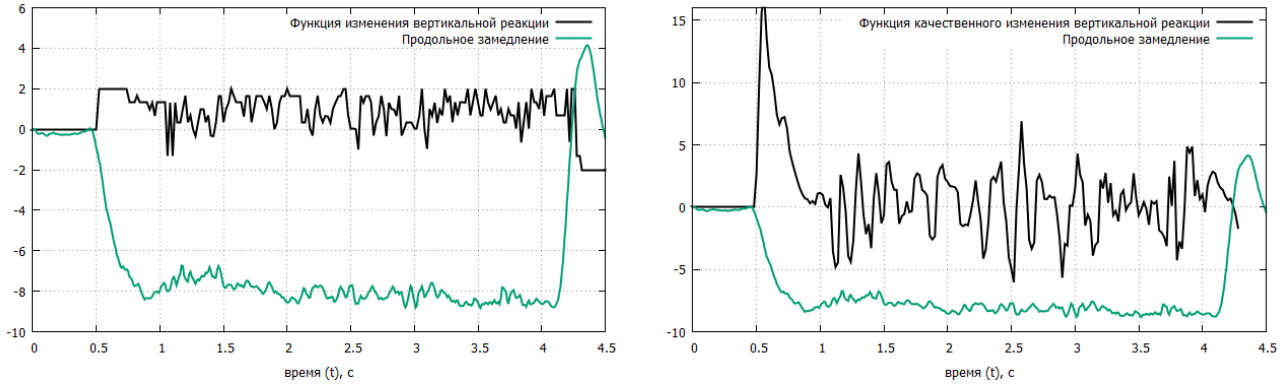
Как видно, наличие различной интенсивности нарастания давления рабочего тела в исполнительных механизмах (рис. 4.10 а)), связанное с применением линейных регуляторов контроля тормозного момента [116], не позволяет распространить такое решение однозначно, и возникают несоответствия от изменения замедления (рис. 4.11 а)).

Тогда параметры, характеризующие цикл управления, должны учитывать интенсивность изменения давления в приводе. В качестве такого параметра



а) б)

Рисунок 4.10 — Осциллограмма торможения с включенной АБС на мокром асфальте: а) изменение угловых скоростей колес; б) харакеристика опережающего блокирования



а) б)

Рисунок 4.11 — Осциллограмма торможения с включенной АБС на мокром асфальте и функция расчета изменения вертикальной реакции а) без учета интенсивности изменения давления; б) с учетом интенсивности изменения давления

удобнее всего воспользоваться функциями приращения давления, характеризующими текущий цикл управления в соответствии с (4.5), что повышает точность в расчете изменения вертикальных реакций (4.11) (рис. 4.11 б)).

$$\begin{cases} U_{\text{пп}} = p_{\text{пп}}(t) - p_{\text{пп}}(t - \Delta t) \\ U_{\text{пл}} = p_{\text{пл}}(t) - p_{\text{пл}}(t - \Delta t) \\ U_{\text{зп}} = p_{\text{зп}}(t) - p_{\text{зп}}(t - \Delta t) \\ U_{\text{зл}} = p_{\text{зл}}(t) - p_{\text{зл}}(t - \Delta t) \end{cases} \tag{4.12}$$

Результаты проведенного анализа показывают достаточность использования относительного положения (знака диагностического признака об изменении вертикальной реакции), дающего представление о направлении изменения вертикальной реакции на колесе. Стоит отметить, что характеристика (4.11) с учетом (4.12) суть - производная от замедления, часто используемая в зарубежных исследования [86] и называемая «jerk».

Рассматривая функцию (4.12) и сопоставляя ее со значением замедления автомобиля, приходим к результатам, продемонстрированным на рис. 4.12. Функции имеют похожий профиль и определены с точностью до коэффициента пропорциональности, что и позволяет использовать характеристику ϑ для практической задачи.

$$f(\vartheta) = k_\vartheta \int \vartheta dt \tag{4.13}$$

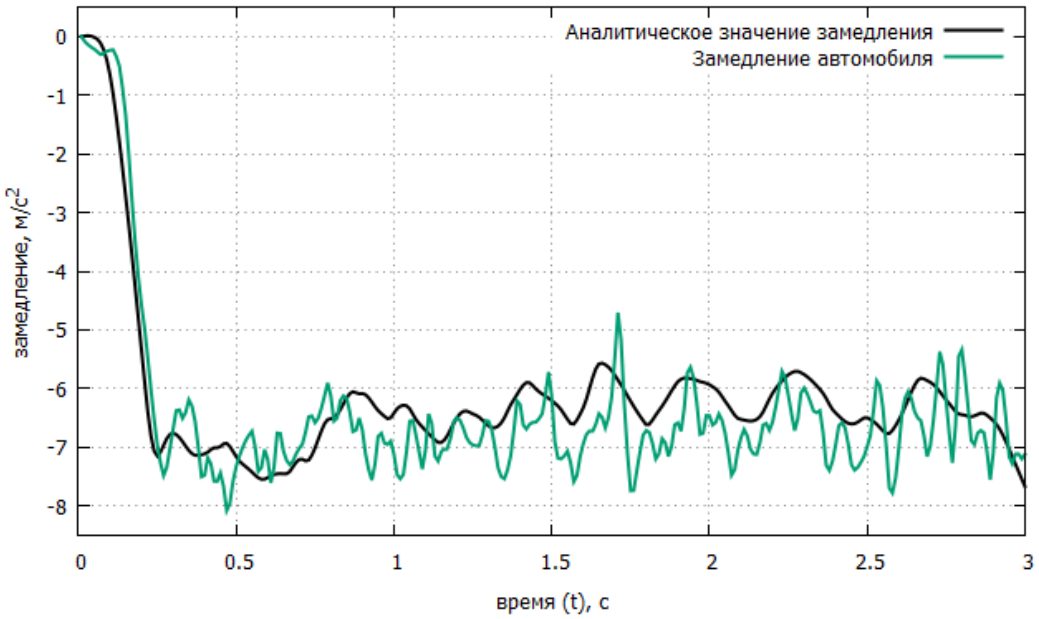


Рисунок 4.12 — Осциллограмма торможения с включенной АБС на мокром асфальте

4.4.3 Алгоритм формирования рекомендуемого давления

Важной частью для организации «связанного управления» является определение граничной поверхности переходов, то есть определение точек p^*. Так

как эти точки ограничивают объект сверху и представляют максимум по сцеплению для текущего колеса:

$$\frac{dR_x}{d\omega} = \frac{dR_z}{d\omega}\varphi(s) + R_z\frac{d\varphi(s)}{ds}\frac{ds}{d\omega} = 0. \tag{4.14}$$

Контроль стабильности компоненты $\frac{dR_z}{d\omega}$ выполняет проектируемый блок «связанного управления», то есть для поиска граничной поверхности его можно опустить и точка p^* соответствует условию (4.15) - текущему максимому на $\varphi - s$ диаграмме.

$$\frac{d\varphi(s)}{ds}\frac{ds}{d\omega} = 0. \tag{4.15}$$

Поиск условия (4.15) обеспечивается решением функциональной задачи АБС [5,6,43], и для расчета давления p^* применяется алгоритм, представленный на рис. 4.13. Такой алгоритм используется для каждого контура управления и основан на том условии, что величина угловой скорости колеса достигает порогового значения, и управляющие сигналы на исполнительные клапаны меняют свое значение с подъема (удержания) на сброс давления.

В качестве входных параметров используется информация об управляющих сигналах клапанов АБС (InletValve_FR, ExhaustValve_FR - впускной и выпускной клапан соответственно). Для реализации этого алгоритма требуется информация о предшествующем управлении на клапанах системы, с целью чего был введен «блок задержки» (Z^{-1}). Сброс давления определяется соответствием высокого значения сигнала на клапане удержания давления (InletValve_FR=1) и на клапане сброса давления (ExhaustValve_FR=1). Проверка одновременности этого события достигается применением блока «Логическое И». Определение p^* возможно как после фазы подъема давления, так и после фазы удержания давления, для этого введен блок «логическое ИЛИ», который обеспечивает равнозначность процесса подъема и удержания давления перед фазой сброса. Подъем давления определяется соответствием низкого значения сигнала на клапане удержания давления (InletValve_FR=0) и на клапане сброса давления (ExhaustValve_FR=0). Удержание давления определяется соответствием высокого значения на клапане удержания давления (InletValve_FR=1) и низкого значения сигнала на клапане сброса давления (ExhaustValve_FR=0). Проверка одновременности выполнения каждого из условий осуществляется с помощью блока «логическое И» для каждого случая.

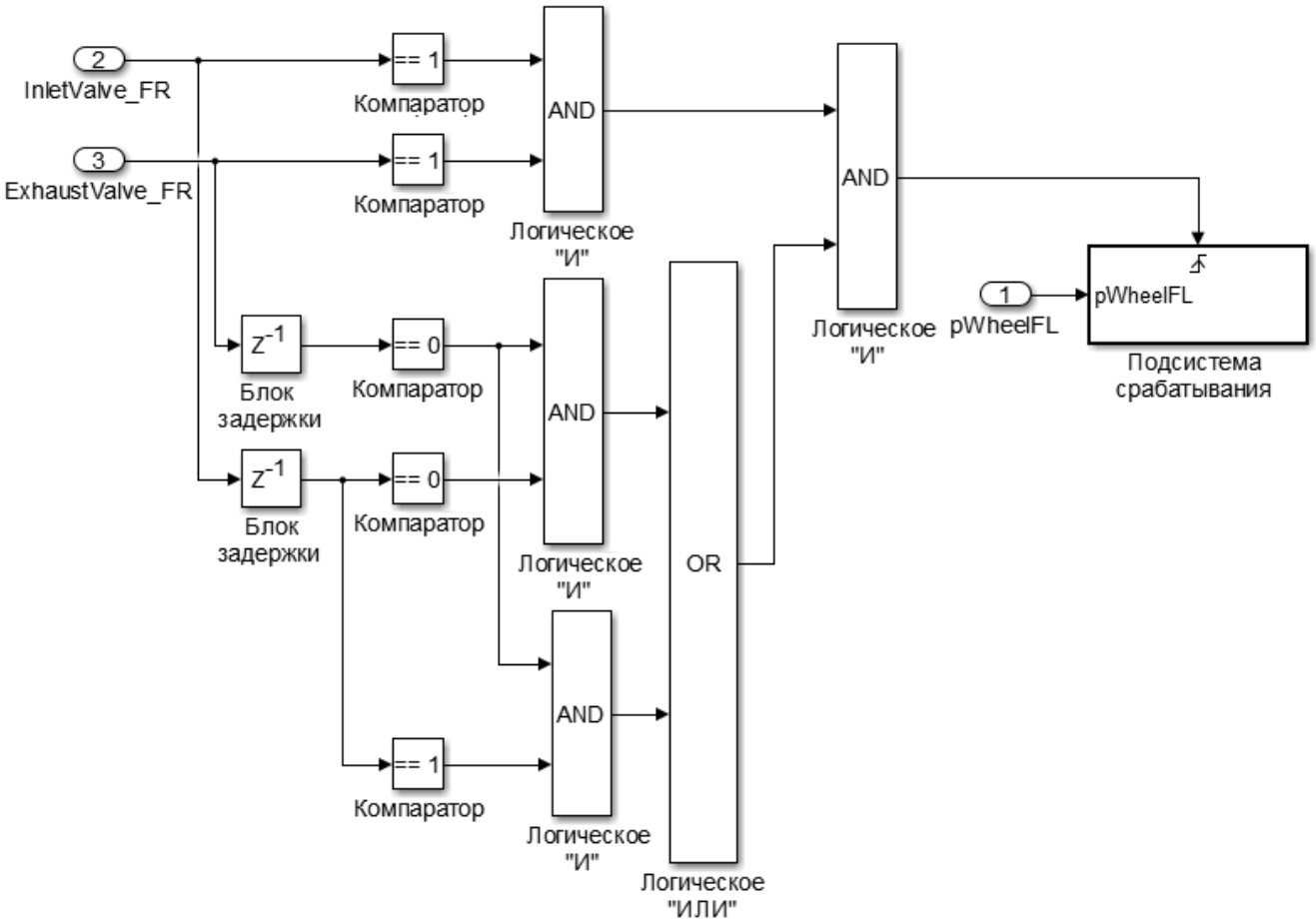


Рисунок 4.13 — Структурная схема определения p^*

Одновременность выполнения условий переходного управления вызывает подсистему срабатывания, в которой текущее значение давления записывается как p^* для конкретного колеса.

Определение нижнего порога давления данного колеса связано с использованием перехода на удержание давления (рис. 4.14). Когда величина рекомендуемой скорости достигает порогового значения для цикла стабилизации, управляющие сигналы на исполнительные клапаны меняют свое значение со сброса (высокого значения впускного InletValve_FR=1 и выпускного клапана ExhaustValve_FR=1) на удержание давления (высокое значение впускного InletValve_FR=1 и низкое для выпускного клапана ExhaustValve_FR=0), при этом в «подсистему срабатывания» поступает управляющий сигнал, где записывается значение давления p^0 - так определяется нижний порог давления для каждого колеса.

На рис. 4.15 представлены результаты работы модели определения граничных условий давления при проведении дорожный испытаний на дороге с низким коэффициентом сцепления (мокрый базальт).

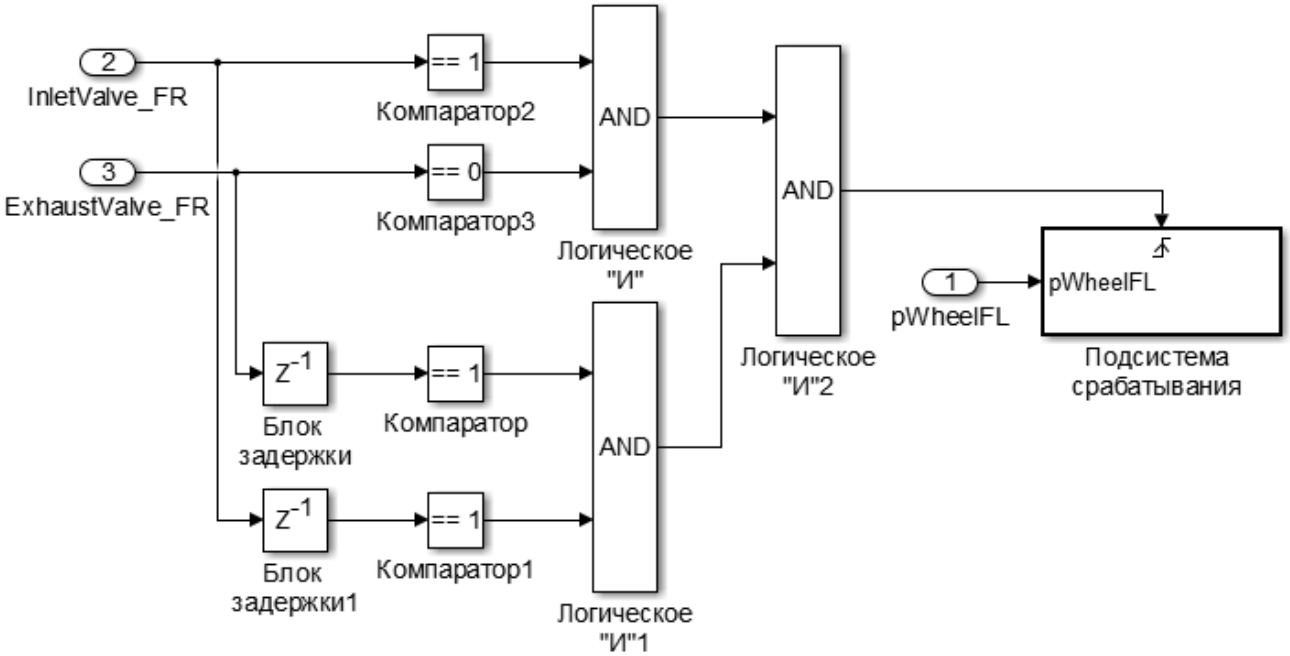
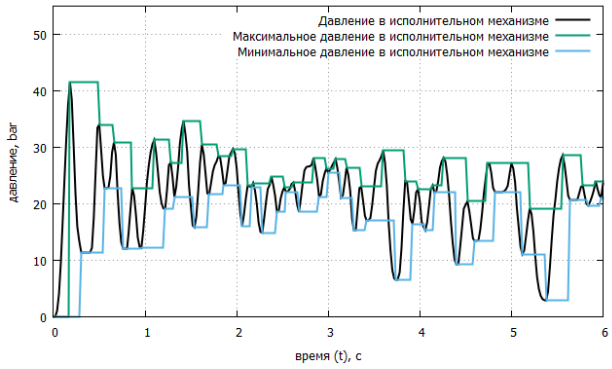


Рисунок 4.14 — Структурная схема определения p^0

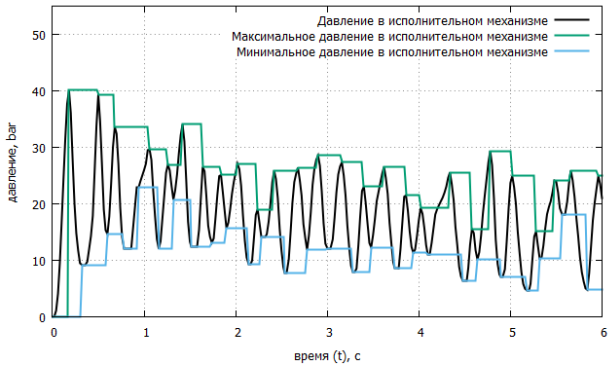
4.4.4 Алгоритм формирования вектора рекомендуемого давления

Классический принцип антиблокировочного регулирования представляет структуру, предотвращающую рост давления в исполнительном механизме при выходе колеса в зону неустойчивого качения, и стабилизацию колеса при устойчивом качении. Вектор рекомендуемого давления предназначен для формирования такого давления в исполнительных механизмах, которое обеспечит движение колес в области устойчивого качения на основании информации о поведении всех колес. В рамках данной работы предлагается алгоритм формирования вектора давления «связанного управления», который учитывает взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами.

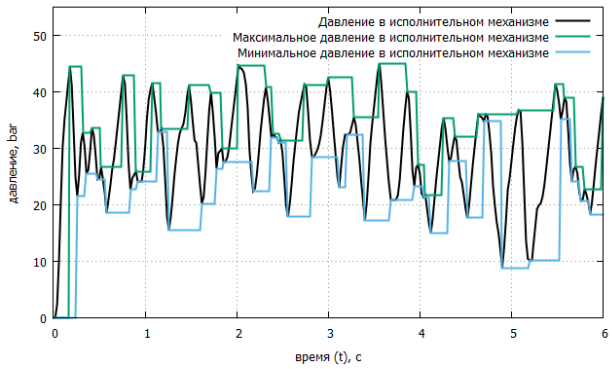
Так как это давление неизвестно наперед, а должно быть выбрано каким-либо образом, в теории принятия решений [33] существует ряд критериев: пессимистический, оптимистический и критерий Гурвица. В данной работе предлагается использовать критерий Гурвица, который не обладает строгой пессимистичностью или оптимистичностью. Тогда вектор давления особого управления формируется с использованием критерия α, назовем его коэффициент связанности. Так как α определяет ни что иное, как доверительное значение давления,



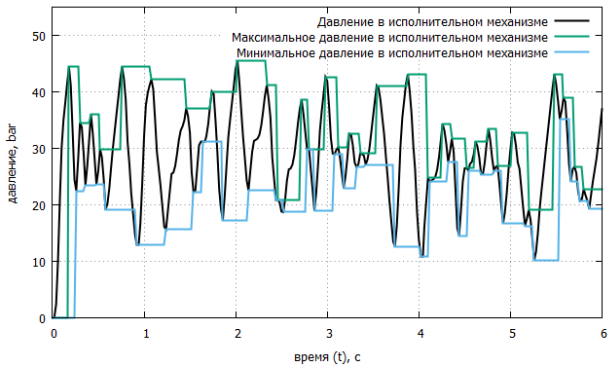
а)



б)



в)



г)

Рисунок 4.15 — Осциллограмма торможения с включенной АБС на мокром асфальте: а) заднее правое колесо; б) заднее левое колесо; в) переднее правое колесо; г) переднее левое колесо;

то давление формируется с использованием критерия Гурвица:

$$\begin{cases} p_{\text{пп}} = p^0_{\text{пп}}\alpha_{\text{пп}} - (\alpha_{\text{пп}} - 1)p^*_{\text{пп}} \\ p_{\text{пл}} = p^0_{\text{пл}}\alpha_{\text{пл}} - (\alpha_{\text{пл}} - 1)p^*_{\text{пл}} \\ p_{\text{зп}} = p^0_{\text{зп}}\alpha_{\text{зп}} - (\alpha_{\text{зп}} - 1)p^*_{\text{зп}} \\ p_{\text{зл}} = p^0_{\text{зл}}\alpha_{\text{зл}} - (\alpha_{\text{зл}} - 1)p^*_{\text{зл}} \end{cases} \tag{4.16}$$

Так как IR управление обеспечивает близкое к максимальному значению $\varphi - s$, то пренебрегая моментом инерции, давление в исполнительном механизме представляет линейную функцию от тангенциальной силы:

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = \sum R^i_z \varphi(s_i) = \frac{1}{r_{\text{Д}}} \sum p_i k^i_T. \tag{4.17}$$

Учитывая тот факт, что изменение вертикальной реакции представляет линейную функцию от замедления, то с высокой степенью достоверности можно принять следующее положение: для определения оценки вертикальной реак-

ции достаточно воспользоваться суммой величин давлений в исполнительных механизмах с учетом весовых коэффициентов:

$$p^{sum} = \beta(p_{\text{пп}} + p_{\text{пл}}) + (1 - \beta)(p_{\text{зп}} + p_{\text{зл}}) \tag{4.18}$$

Тогда, в процессе торможения и изменения вертикальной реакции параметр p^{sum} определяет некоторое вероятное значение вертикальной реакции, находящееся в диапазоне между двумя крайними ситуациями (от некоторого минимального значения до некоторого максимального) расчет которой можно принять в следующем квазистатическом виде:

$$R_z^{\text{п}} = \begin{cases} max, \text{ если } p^{sum} \text{ состоит из } p_i^* \\ min, \text{ если } p^{sum} \text{ состоит из } p_i^0 \end{cases} ; R_z^{\text{з}} = \begin{cases} min, \text{ если } p^{sum} \text{ состоит из } p_i^* \\ max, \text{ если } p^{sum} \text{ состоит из } p_i^0 \end{cases} . \tag{4.19}$$

Рассмотрим два крайних случая, когда давление в каждом колесе принадлежит множеству p^0 или множеству p^*:

- давление p^0 определяет наименьшие замедление, и, как следствие из расчетной схемы (Глава 1), получаем наибольшее значение вертикальной реакции для колес задней оси, и наименьшее – для колес передней оси;

- давление p^* определяет наибольшее замедление - наименьшие вертикальные реакции колес задней оси, и наибольшие – для колес передней оси.

Поскольку для самонастройки «связанного управления» требуется исследование монотонного внешнего возмущения, то коэффициент связанности α, для определения изменения вертикальных реакции, обладает следующими требованиями:

- коэффициент связанности α может принимать любые значения в диапазоне от 0 до 1;

- $\alpha_{\text{пп}} = \alpha_{\text{пл}} = \alpha_{\text{п}}$;

- $\alpha_{\text{зп}} = \alpha_{\text{зл}} = \alpha_{\text{з}}$;

- $\alpha_{\text{п}} \neq \alpha_{\text{з}}$.

Подбирая функции коэффициентов связанности $\alpha_{\text{п}}$ и $\alpha_{\text{з}}$, которые отвечают всем вышеизложенным требованиям, получаем соотношения (4.20) и (4.21) соответственно.

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{(\beta(p^*_{\text{пп}} + p^*_{\text{пл}}) + (1-\beta)(p^*_{\text{зп}} + p^*_{\text{зл}})) - (\beta(p_{\text{пп}} + p_{\text{пл}}) + (1-\beta)(p_{\text{зп}} + p_{\text{зл}}))}{(\beta(p^*_{\text{пп}} + p^*_{\text{пл}}) + (1-\beta)(p^*_{\text{зп}} + p^*_{\text{зл}})) - (\beta(p^0_{\text{пп}} + p^0_{\text{пл}}) + (1-\beta)(p^0_{\text{зп}} + p^0_{\text{зл}})} \tag{4.20}$$

$$\alpha_{\text{з}} = \frac{(\beta(p_{\text{пп}} + p_{\text{пл}}) + (1-\beta)(p_{\text{зп}} + p_{\text{зл}})) - (\beta(p^0_{\text{пп}} + p^0_{\text{пл}}) + (1-\beta)(p^0_{\text{зп}} + p^0_{\text{зл}})}{(\beta(p^*_{\text{пп}} + p^*_{\text{пл}}) + (1-\beta)(p^*_{\text{зп}} + p^*_{\text{зл}})) - (\beta(p^0_{\text{пп}} + p^0_{\text{пл}}) + (1-\beta)(p^0_{\text{зп}} + p^0_{\text{зл}})} \tag{4.21}$$

На рис. 4.16 представлена блок схема расчета коэффициентов связанности ($\alpha_{\text{п}}$ и $\alpha_{\text{з}}$). В качестве входной информации используется текущее давление в каждом колесе (pWheelFR, pWheelFL, pWheelRR, pWheelRL); давление динамического образа [5] (или верхний порог давления) в каждом колесе (pWheelFRMax, pWheelFLMax, pWheelRRMax, pWheelRLMax); нижние пороги давления в каждом колесе (pWheelFRMin, pWheelFLMin, pWheelRRMin, pWheelRLMin). Каждый из наборов давлений проходит через собственный блок сумматоров и далее через блоки деления для определения коэффициента связанности для колес передней (alpha_F) и задней (alpha_R) оси в соответствии с формулами (4.13 и 4.14).

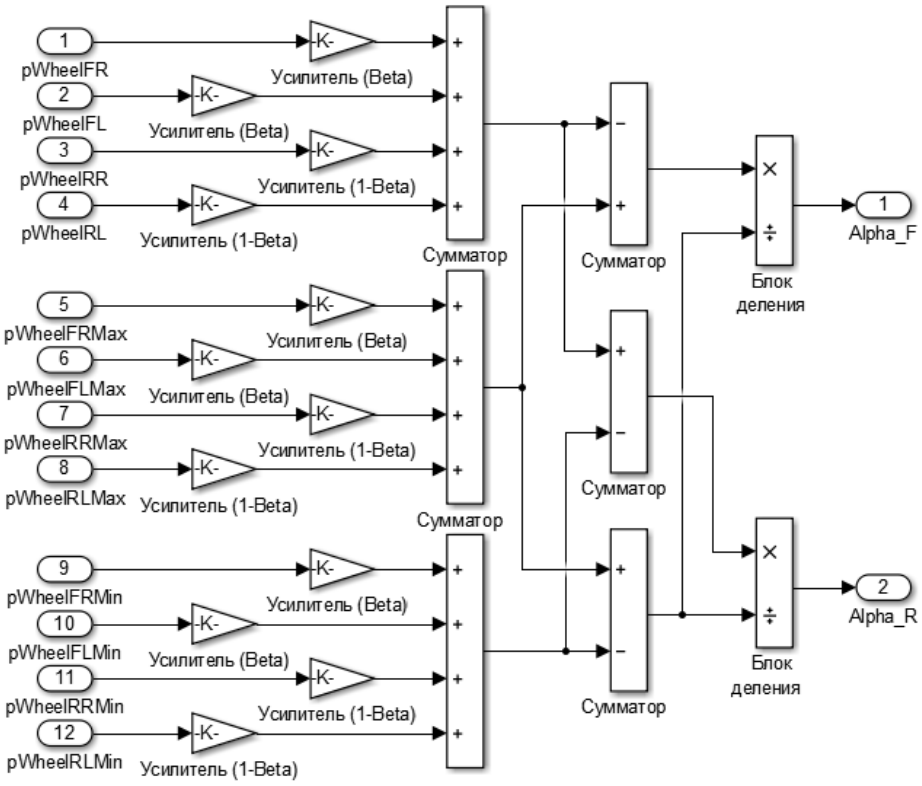


Рисунок 4.16 — Блок схема расчета коэффициентов связанности

Результаты работы математической модели по определения коэффициентов связанности на дороге с мокрым асфальтом представленны на рис. 4.17. Как

видно из результатов эксперимента, движение по траекториям особого управления должно реализовываться при рассинхронизации циклов управления на колесах передней и задней оси.

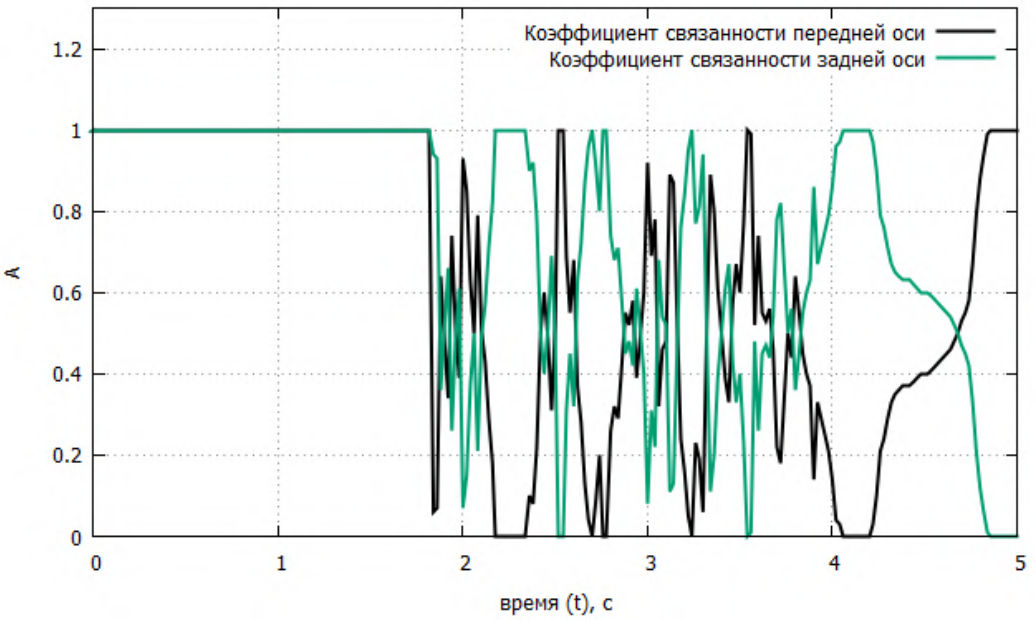


Рисунок 4.17 — Результаты эксперимента по определения коэффициентов связанности

На рис. 4.18 представлена блок схема расчета рекомендуемого давления. В качестве входной информации используется давление динамического образа (или верхний порог давления) в каждом колесе (pWheelFRMax, pWheelFLMax, pWheelRRMax, pWheelRLMax); нижние пороги давления в каждом колесе (pWheelFRMin, pWheelFLMin, pWheelRRMin, pWheelRLMin); коэффициенты связанности для колес передней (alpha_F) и задней (alpha_R) оси. Используемые параметры заходят в «блок расчета давлений связанного управления», в котором выполняют математические операции соответствующие формуле (4.9), и на выходе получается расчетное давление «связанного управления» для каждого колеса (pWheelFREdit, pWheelFLEdit, pWheelRREdit, pWheelRLEdit).

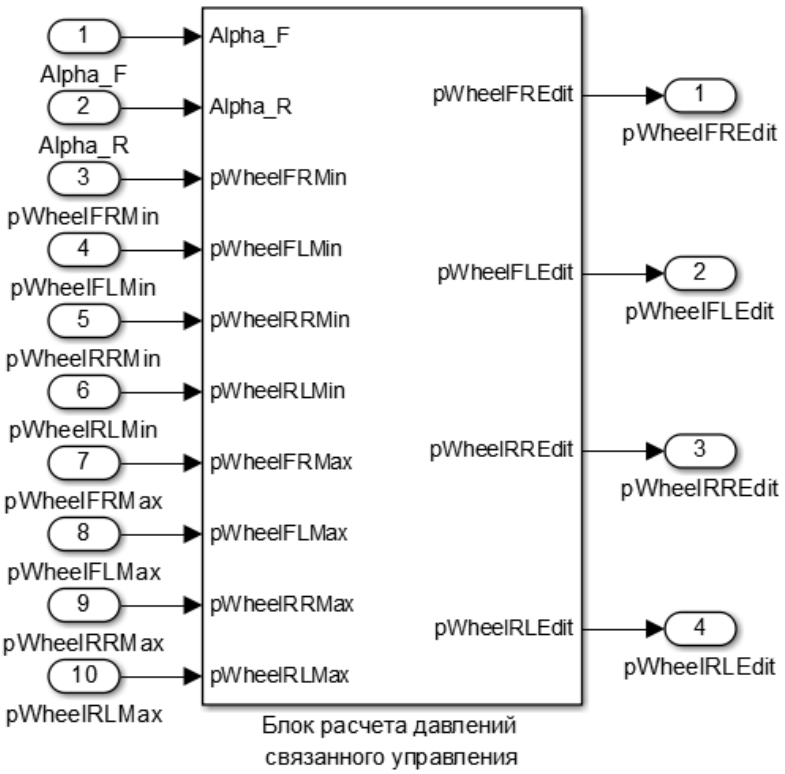


Рисунок 4.18 — Блок схема расчета давлений «особого управления»

4.5 Организация обратной связи с использованием рекомендуемого давления

Главной задачей контура «связанного управления», при перераспределении вертикальной реакции, является корректировка вектора управления, формируемого индивидуальным АБС регулированием, то есть должно выполняться условие эквивалентности:

$$p \sim p^{\text{особ}} \tag{4.22}$$

При наличии рабочего (p) и рекомендуемого ($p^{\text{особ}}$) давлений, управление должно представлять множество $u \subset p \times p^{\text{особ}}$. То есть выполнение движения по траектории, определяемой прямой $p - p^{\text{особ}} = 0$ и оцениваемыми условиями будут:

$$\begin{cases} p > p^{\text{особ}} \\ p < p^{\text{особ}} \end{cases} ; \tag{4.23}$$

В зависимости от функции изменения вертикальной реакции (4.11) возможны следующие ситуации:

– $p^{\text{особ}} \geqslant p$, при увеличении вертикальной реакции;

– $p^{\text{особ}} < p$, при увеличении вертикальной реакции;

– $p^{\text{особ}} \geqslant p$, при уменьшении вертикальной реакции;

– $p^{\text{особ}} < p$, при уменьшении вертикальной реакции;

Для сброса корректирующей фазы «особого управления» сформирован ряд критериев:

– изменение цикла по функции изменения вертикальной реакции;

– изменение очередности блокирования колеса;

– таймер по управлению.

4.5.1 Формирование управляющего сигнала при увеличении вертикальной реакции

Как было выяснено во второй главе, увеличение вертикальной реакции оказывает эффект самостабилизации на объект «колесо-дорога». Тогда формирование сигнала корректирующего управления возможно на фазе увеличения давления при $p^{\text{особ}} < p$, и на фазе сброса давления при $p^{\text{особ}} \geqslant p$, что означает избыточное снижение давления. Проверка условия увеличения вертикальной реакции происходит для каждого колеса в соответствии с правилами Таблицы 3. Блок схема формирования поверочного управления при увеличении вертикальной реакции представлена на рис. 4.19.

Такая схема применяется для каждого колеса. В качестве входных параметров используется давление в исполнительном механизме ($pWheelFR$) и рекомендуемое давление «особого управления» ($pWheelFREdit$), которые сравниваются в блоке «Компаратор». Если $pWheelFR \geqslant pWheelFREdit$, то на выходе из компаратора получается сигнал высокого уровня. Двумя другими компараторами происходит сравнения текущих управляющих сигналов от АБС с высоким уровнем ($InletValve_FR_ABS = 1$, $ExhaustValve_FR_ABS = 1$), что при одновременном выполнении, которое проверяется блоком «логическое И», означает фазу сброса давления. Одновременность выполнения условий по значению и фазе изменения давления проверяется блоком «логическое

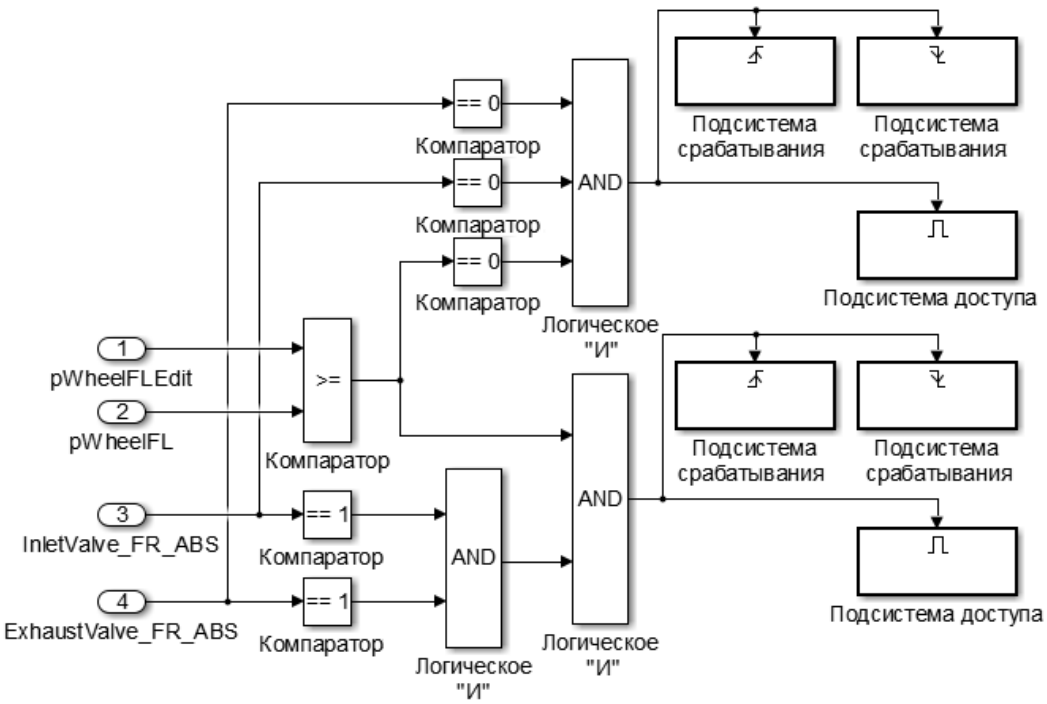


Рисунок 4.19 — Блок схема формирования корректирующего управления

И», который формирует на выходе сигнал с высоким значением и происходит вход в подсистему доступа, в которой формируется сигналы поверочных управлений. Формирование корректирующих сигналов в подсистеме доступа (рис. 4.19) происходит с использованием условий блок схемы рис. 4.20 (пример для условия сброса давления). Фаза увеличения давления (рис. 4.19) определяется сравнением текущих управляющих сигналов от АБС с низким уровнем ($InletValve_FR_ABS = 0$, $ExhaustValve_FR_ABS = 0$), одновременность выполнения проверяется блоком «логическое И». Проверка избыточности давления для фазы увеличения давления происходит при помощи сравнения выхода компаратора сравнения давлений ($pWheelFR \geqslant pWheelFREdit$) с низким значением ($= 0$), что дает условие $pWheelFR < pWheelFREdit$, одновременность условий проверяется в блоке «логическое И».

Блок схема формирования корректирующего сигнала (рис. 4.20) использует в качестве входных сигналов таймер корректирующего сигнала (TimerEditFR), показывающий время фазы корректирования, который сравнивается с сигналом максимального времени корректирующего сигнала (RefFirstFR) в блоке «Компаратор». Таймер выдержки (TimerEditFRDelay) определяет время задержки между последующими сигналами корректировки и сравнивается в блоке «Компаратор» с заранее заложенным значением (RefTimerEditFRDelay) – уставкой таймера выдержки. Также происходит про-

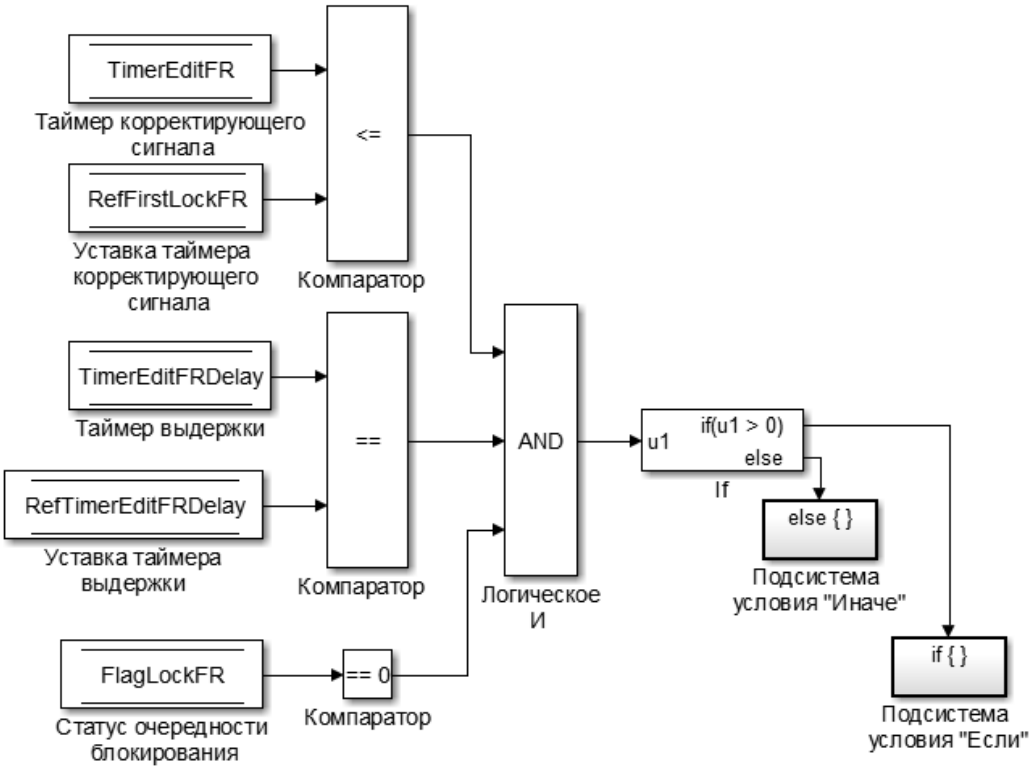


Рисунок 4.20 — Блок схема формирования корректирующего управления

верка выполнения условий сохранения очередности блокирования колес с помощью сигнала статуса очередности блокирования (FlagLockFR). Одновременность выполнения всех условий обеспечивается блоком «логическое И», на выходе которого формируется сигнал с высоким уровнем. Выходной сигнал из блока «логическое И» используется в блоке логики, где на основании получаемых значений происходит формирование («подсистема условия "Если»>) или сброс («подсистема условия "Иначе»>) корректирующего сигнала.

Первым и основным требованием для прекращения цикла «связанного управления» является изменение цикла по функции определенного режима. С этой целью, на уровне определения условий срабатывания (рис. 4.19) введена подсистема реагирующая на «спад» сигнала, где выставляется флаг выхода из контроллера «связанного управления». Блок схема для переднего правого колеса представлена на рис. 4.21 а).

Для организации контроля изменения очередности блокирования колес, введена подсистема срабатывания на «фронт» управляющего сигнала. В подсистеме срабатывания происходит запись данных об очередности блокирования (рис. 4.21 б)). Далее эти данные используются в системе доступа, где сравниваются с текущим значением. Если одно из колес изменило свою очередность блокирования, то записывается временный сигнал об очередности блокирова-

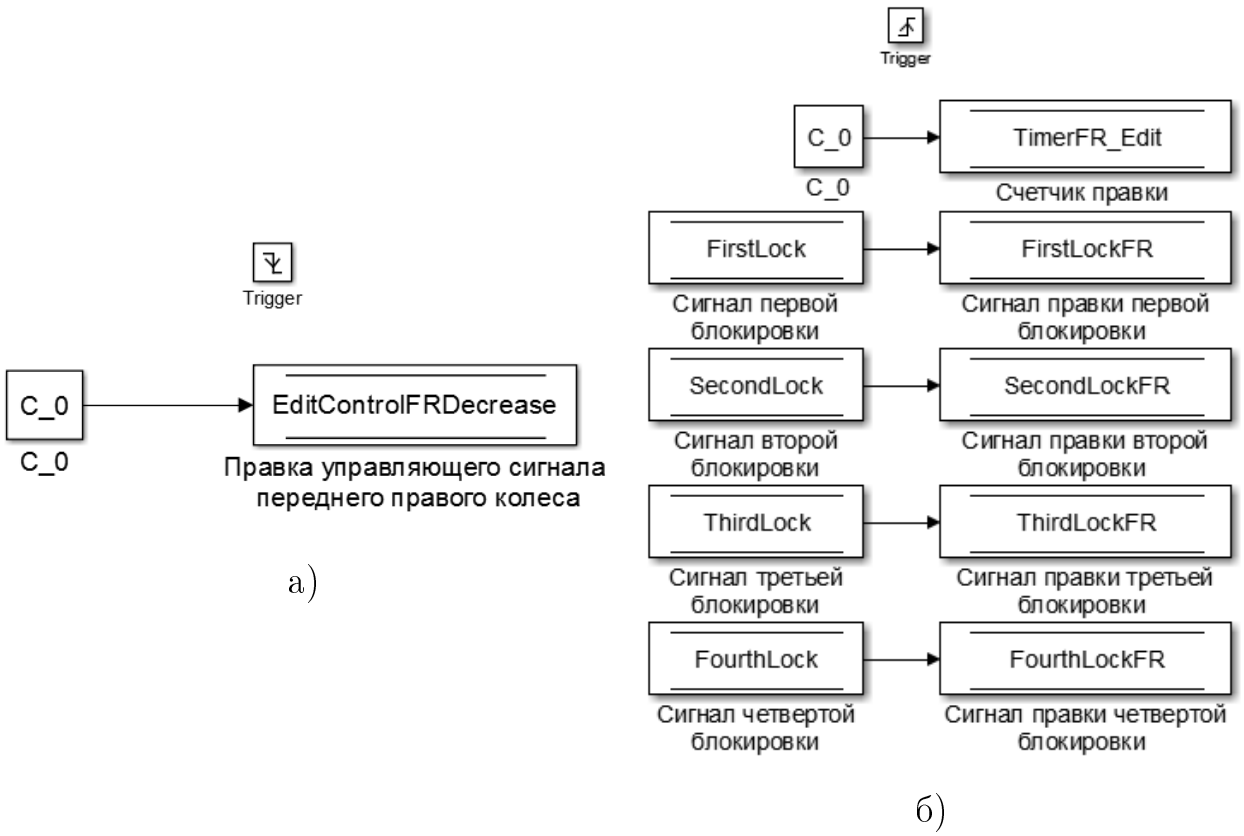


Рисунок 4.21 — а) Блок схема сброса корректирующего управления; б) Блок схема сброса особого управления.

ния, выполняется действие обнуления компоненты корректирующего управления ставится задержка на выполнение этого требования в рамках заложенного времени.

Контроль очередности блокирования происходит в подсистеме доступа блока формирования поверочных управлений (рис. 4.19). Контроль очередности блокирования (рис. 4.22) заключается в использовании блоков «Компаратор», которые сравнивают текущие очередности блокирования каждого колеса ($FirstLock$, $SecondLock$, $ThirdLock$, $FourthLock$) с сохраненными значениями ($FirstLockFR$, $SecondLockFR$, $ThirdLockFR$, $FourthLockFR$) во время выполнения условий формирования корректирующего управления (рис. 4.21 б)). При выполнении условий сохранения очередности, на выходе блоков «Компаратор» формируются сигналы с высоким уровнем, которые сравниваются на одновременность в блоке «Логическое И». На выходе из блока «Логическое И», в зависимости от выполнения условий, формируется сигнал высокого или низкого уровня, используемый далее в блоке логики, где на основании получаемых значений происходит присваивание статуса выполнения условия («Подсистема

условия "Если»>) или присваивание статуса не выполнения условия («подсистема условия "Иначе»>) корректирующего сигнала.

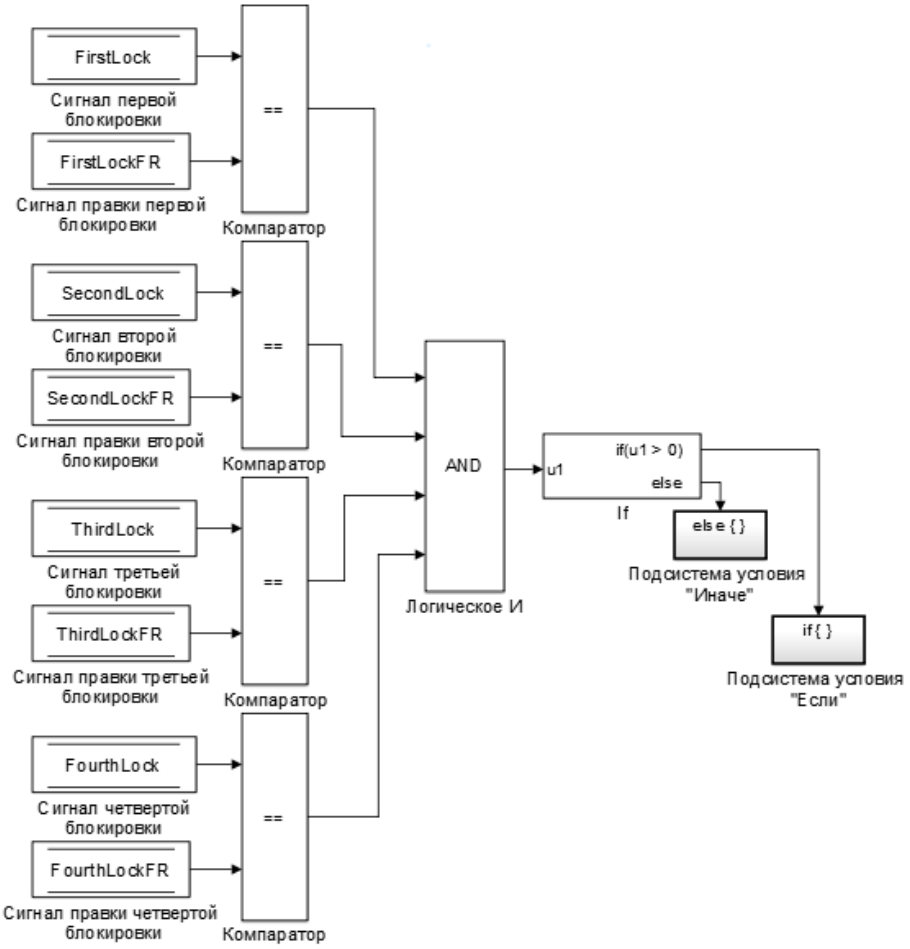


Рисунок 4.22 — Блок схема сброса корректирующего управления

4.5.2 Формирование управляющего сигнала при уменьшении вертикальной реакции

Уменьшение вертикальной реакции приводит к прогрессирующей нестабильности поведения объекта «колесо-дорога». Тогда формирование сигнала управления на фазе подъема давления должно стабилизировать изображающую точку у максимума. Блок схема формирования корректирующего управления при снижении вертикальной реакции представлена на рис. 4.23.

Такая схема, как и в случае увеличения вертикальной реакции, применяется для каждого колеса. В качестве входных параметров используется давление в исполнительном механизме ($pWheelFR$) и рассчитанное давление осо-

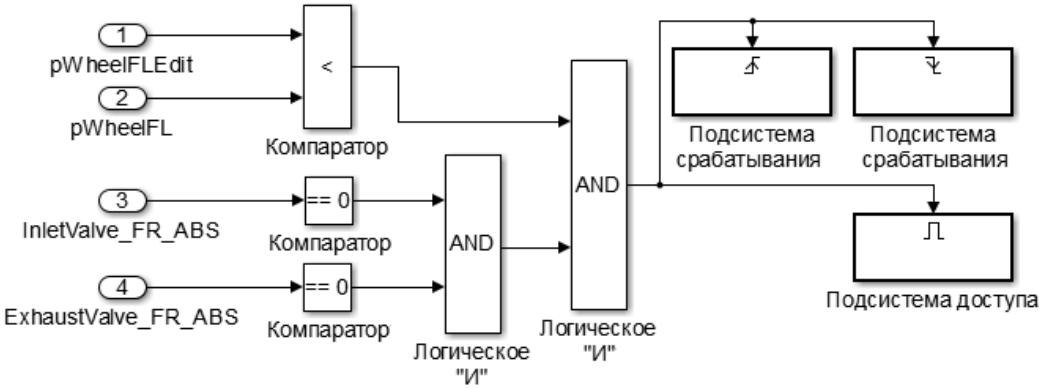


Рисунок 4.23 — Блок схема формирования корректирующего управления

бого управления ($pWheelFREdit$), которые сравниваются в блоке компаратора. Если $pWheelFR < pWheelFREdit$, то на выходе из компаратора получается сигнал высокого уровня. Двумя другими компараторами происходит сравнение текущих управляющих сигналов на клапанах с низким уровнем ($InletValve_FR = 0$, $ExhaustValve_FR = 0$), что при одновременном выполнении, которое проверяется блоком «логическое И», означает фазу подъема давления. Одновременность выполнения условий по значению и фазе изменения давления проверяется блоком «логическое И», который формирует на выходе сигнал с высоким значением и происходит вход в подсистему доступа, в которой формируются сигналы корректирующего управлений.

Остальные условия определяются по идентичной методике, как и для увеличении вертикальной реакции, с тем лишь условием, что они применяются в подсистемах блока формирования поверочных реверсов при уменьшении вертикальной реакции (рис. 4.23).

Результаты записи давления рабочего тела в исполнительных механизмах при проведении дорожных испытаний (мокрый асфальт) с использованием логики «связанного управления» к АБС с IR принципом представлены на рис. 4.24. Как видно из графиков, применение описанного выше подхода позволяет «развести» фазы управления между колесами, что обеспечивает более рациональное использование сцепного веса на каждом колесе во время антиблокировочного регулирования.

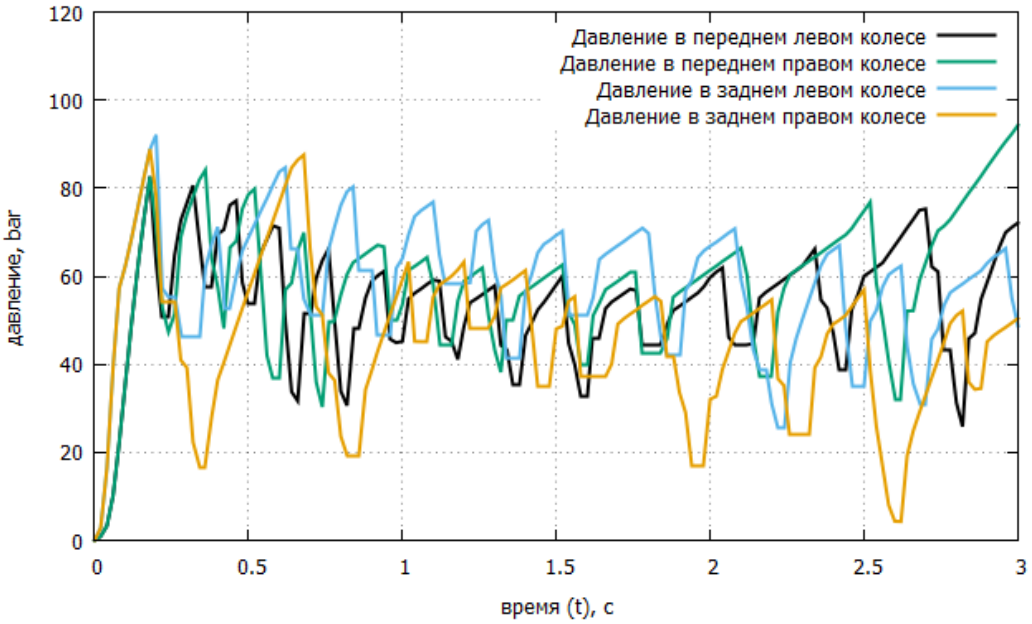


Рисунок 4.24 — Результат дорожных испытаний на мокром асфальте

4.5.3 Закон управления для антиблокировочной системы при индивидуальном регулировании

Цель управления, в рассмотренном выше параграфе, заключается в формировании управляющих сигналов, которые позволяют учесть изменение вертикальной реакции во время индивидуального антиблокировочного управления – то есть, снять ограничение на динамические нагрузки, поставленное в работе [5].

Управление тормозным приводом обеспечивает сопоставление каждому динамическому случаю объекта «автомобиль-колесо-дорога» фазовой траектории для изменения давления в приводе. Для этого, тормозной привод необходимо снабдить некоторой структурой, позволяющей принимать решение исходя из поступающей информации и принимать решения - изменять свои параметры.

Принятие решения происходит исходя из определяемого положения объекта управления в пространстве состояний, где каждому состоянию объекта соответствует некоторая область пространства состояний. Пространство состояний, вероятностный вектор управления, определяться тремя подходами организации обратной связи в АБС, существующими на данный момент:

1. Формирование целевой скорости автомобиля и сравнение ее с текущей скоростью колеса.

2. Вычисление производной от угловой скорости колеса и сравнение их с пороговыми значениями замедления/ускорения.

3. Изменение темпа повышения давления (ИТПД) рабочего тела в тормозном приводе.

Завершающая стадия формирования вектора управления определяется критериями выбора из вероятностного вектора управления. Так, применение подхода изменения темпа повышения давления определяется исходя из ряда критериев:

$$\mu_{d_{\text{итпд}}}(X) = \sum w^i_{\text{итпд}} \mu^i_j(x) \tag{4.24}$$

Таким образом, для каждого колеса сформирован вектор управления (У) исходя из элементов (Э), определенных с помощью подсистем (П), описанных в параграфах 4.4.1 и 4.4.2, и критериев выбора (КВ) - $w^i_{\text{итпд}}$.

Общие правила, формирующие алгоритм «связанного управления», с учетом ограничений, предложенных в рамках данной работы, сведены в Таблице 4.

Таблица 4 — Правила формирующие алгоритм «связанного управления»

Рассматриваемая ось	Диагностический признак ϑ	Рекомендуемое давление	Правило переключения тормозного привода
Передняя ось	$\vartheta > 0$	$p^{\text{особ}} \geqslant p$	IR/OR*
		$p^{\text{особ}} < p$	HOLD OR
	$\vartheta < 0$	$p^{\text{особ}} \geqslant p$	IR
		$p^{\text{особ}} < p$	ИТПД and OR
Задняя ось	$\vartheta > 0$	$p^{\text{особ}} \geqslant p$	IR
		$p^{\text{особ}} < p$	ИТПД and OR
	$\vartheta < 0$	$p^{\text{особ}} \geqslant p$	IR/OR*
		$p^{\text{особ}} < p$	HOLD OR

* только для фазы сброса давления

4.6 Расширение возможностей связанного управления

Большинство исследований, представленных в научно-технической литературе, показывают стремление разработчиков систем активной безопасности работать в направлении анализа, так называемой, комплексной динамики. В комплексном подходе рассматривается решение задач управления (стабилизации движения) за счет применения нескольких систем.

Связанное управление, в дальнейшем, может быть развито до учета взаимовлияния множества систем на динамику транспортного средства, что представляет, известное в теории управления, связанное регулирование или каскадное регулирование [34,48]. Однако, первостепенной задачей «связанного управления» является выбор таких управляющих воздействий на каждом колесе, которые учитываются как результативная составляющая от каждого колеса.

Для прямолинейного движения, применение «связанного управления» позволит производить адаптацию порогов с учетом перераспределения вертикальных реакций, то есть формирование пороговых значений должно происходить на основании текущего изменения вертикальной реакции.

При решении задачи динамической стабилизации транспортного средства или задачи торможения при бортовой неравномерности коэффициента сцепления, «связанное управление» необходимо, ввиду появления большей вариативности (большего количества степеней свободы), и выбор оптимальной реализации стабилизирующего управления станет многомерной задачей.

Результаты и выводы

Предложена концептуальная идея формирования контура «связанного управления» при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами для двухосного транспортного средства на базе системного подхода, где векторы управления формируются на основании критериев выбора.

Концептуальная идея «связанного управления» конкретизирована до алгоритма управления, который основан на учете изменения вертикальных реакции под управляющим воздействием на каждом колесе. С точки зрения цели

управления, реализация алгоритма приведена в виде задачи синтеза и включает в себя :

– измерение текущих значений угловых скоростей колес;

– определение производных от угловых скоростей колес и сравнения их с пороговыми значениями от угловой скорости;

– формирование целевой скорости автомобиля и сравнение ее с текущей скоростью колеса;

– определение очередности блокирования колес;

– прогнозирование изменения состояния объекта с использованием качественного определения изменения вертикальных реакций;

Такой алгоритм дает одно из оптимальных решений по тормозному пути (минимальный тормозной путь допускает решение при контроле давления рабочего тела в исполнительных механизмах отличного от индивидуального управления). Универсальность разработанного решения достигается путем применения корректирующего контура управления к основному алгоритму индивидуального управления.

Глава 5. Экспериментальное и теоритическое исследование динамики торможения со связанным управлением

Эффективность применения новых решений для технических объектов характеризуется полезным результатом, который может быть получен в результате их внедрения в производстве или в сфере потребления (эксплуатации) [43]. Факторы, характеризующие достижение целей функционирования технических систем (технико-экономические показатели эффективности), в различных эксплуатационных ситуациях играют решающую роль как для оценки результатов выполненных разработок, так и при формировании исходных концепций последующей модификации и организации новых разработок. Известно [86], что в этом плане развитие вычислительной техники привело к использованию математического моделирования как отправной точки для оценки применяемых решений (рис. 5.1).

Рисунок 5.1 — Концепция процесса моделирования динамики автомобиля и развития шасси.

Такой подход позволяет оценить достижение целей, стоявших перед разработчиком, степень полученного технико-экономического эффекта, целесообразность конструкторских решений и провести оптимизацию задолго до того, как появится прототип для проведения стендовых или дорожных испытаний.

Объектом исследования данной работы являлся один из прототипов ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» (рис. 5.2), оснащенный гидравлическим тормозным приводом. Исследование было выполнено в рамках работ ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

Рисунок 5.2 — Объект исследования

5.1 Специальные технические средства экспериментального исследования АБС

Процесс создания нового решения в области активной безопасности всегда носит итеративный характер. Для получения ответов на вопросы, возникающие в процессе разработки системы, приходится обращаться к практике, то есть к экспериментальным исследованиям. Поэтому технические средства проведения таких исследований должны быть рассчитаны на длительное (практически постоянное) их использование. По возможности они должны быть унифициро-

ваны и быть пригодными для реализации с их помощью стандартных методов оценки антиблокировочного управления. Преследуя эти цели, была разработана математическая модель объекта управления и, в качестве частичной проверки принятых решений, используется специально разработанная методика. Предлагаемые технические средства удобны и необходимы как в процессе синтеза алгоритма «связанного управления», так и при проведении испытаний.

5.1.1 Моделирование объекта «автомобиль-колесо-дорога» для имитационного исследования АБС

Математическая модель объекта управления разработана в программном комплексе MatLAB Simulink [95]. Для реализации работы математической модели в реальном масштабе времени применяют два подхода: использование технологии Simulink Desktop Real-Time [92,94], позволяющей проводить моделирование Simulink в реальном времени непосредственно на ОС Windows; применение аппаратных средств фирмы dSpace [93] с использование блоков MicroAutoBox (рис. 5.3) для быстрого прототипирования.

За несколько последних лет машинное моделирование превратилось из инструмента численного решения различных уравнений в мощный аппарат исследования сложных систем и применяется на различных этапах проектирования, внедрения, эксплуатации, а также на различных уровнях – начиная от анализа работы элементов и заканчивая исследованием системы в целом, взаимодействия системы с окружающей средой. Стандартная технология создания модели состоит из следующих этапов:

– анализ динамики моделируемого процесса с учетом исследуемого процесса;

– составление структуры модели;

– проведение машинного имитационного эксперимента;

– обработка данных и анализ модели;

– коррекция модели.

Поскольку любая модель несет в себе особенности субъективного восприятия её автором изучаемого процесса то, как правило, последняя фаза играет роль обратной связи и периодически повторяется. Происходит итерация всего

Рисунок 5.3 — Блок быстрого прототипирования

цикла [28]. При создании сложных систем, особую роль играет активное участие разработчика в проведении имитационных экспериментов. Вмешательство человека ставит вопрос о диалоговой организации эксперимента. Основная задача при этом состоит в доведении информации, снимаемой с модели до «рабочего» вида, по которому можно сравнить её с данными чисто натурного эксперимента и по которому разработчик может получить представление о поведении системы.

Общая структура модели для исследования АБС представлена на рис. 5.4. В её состав входят системы уравнений: модель водителя (ПИ-регулятор); модель главного тормозного цилиндра; модель гидроблока АБС; модель тормозных механизмов; модель силовой установки (двигатель и трансмиссия); модель продольного движения кузова и модели колес. Такая модель позволяет применить технологию виртуально-физического моделирования, что обеспечи-

ло возможность использования в расчетах данные, измеренные непосредственно с автомобиля или гидравлического стенда.

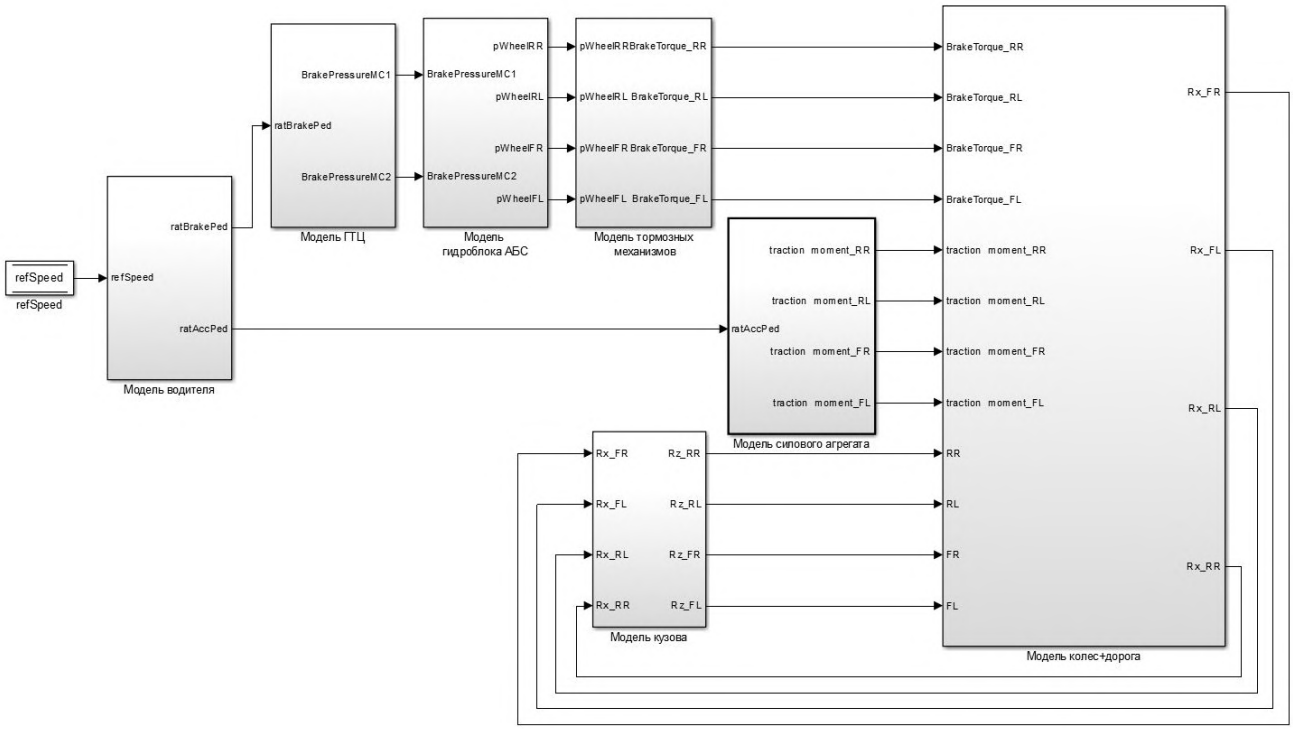


Рисунок 5.4 — Блок схема математической модели объекта «автомобиль-колесо-дорога»

Имитационная математическая модель (рис. 5.4) отображает прямолинейное движение автомобиля, которое описывается рядом математических уравнений для каждого элемента представленной структуры.

Уравнения имитационном модели кузова

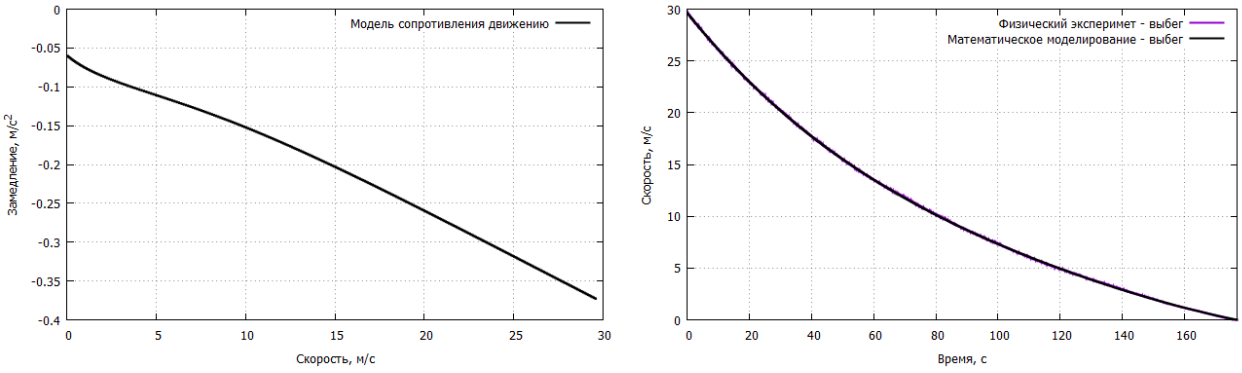
$$\begin{cases} m_a \dfrac{dV_a}{dt} = R_x^{\text{пп}} + R_x^{\text{пл}} + R_x^{\text{зп}} + R_x^{\text{зл}} - W_L \\ R_z^{\text{п}} + R_z^{\text{з}} + W_Z - m_a g = 0 \\ R_z^{\text{п}}(l_1 + \zeta) - R_z^{\text{з}}(l_2 - \zeta) - \\ -(R_x^{\text{пп}} + R_x^{\text{пл}} + R_x^{\text{зп}} + R_x^{\text{зл}})h_g + M_y = \sum J_i \dfrac{d\omega_i}{dt} \\ R_z^{\text{пп}} = R_z^{\text{п}} \iota^{\text{п}}; R_z^{\text{пл}} = R_z^{\text{п}}(1 - \iota^{\text{п}}) \\ R_z^{\text{зп}} = R_z^{\text{з}} \iota^{\text{п}}; R_z^{\text{зл}} = R_z^{\text{з}}(1 - \iota^{\text{п}}) \end{cases} \tag{5.1}$$

Для проведения модельных экспериментов и включения информации о сопротивлении движению (W_L) применилась экспериментальная характеристика выбега автомобиля [49]. Для этого на Дмитровском автополигоне был поведен замер выбега автомобиля с выключенной трансмиссией, что дало зависимость

изменения скорости от времени. Эксперементальная характеристика, путем регрессионного анализа [59], может быть преобразована в фазовый портрет «скорость-ускорение». Исходя из второго закона Ньютона, в каждый момент времени замедление объекта «автомобиль» определяется суммой сил сопротивления, действующих на него. С учетом вышесказанного, сила инерции объекта «автомобиль» определяется из уравнения:

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = m_a^{test} j^{test}(V_a) = W_L \tag{5.2}$$

По результатам эксперимента производится аппроксимация зависимости «скорость-время» полиномом пятого порядка с подбором коэффициентов методом наименьших квадратов [80]. Беря производную по времени от рассчитанного полинома, получаем зависимость «замедление-время» и, используя обе зависимости («скорость-время» и «замедление-время»), получаем параметрическую функцию ($j^{test}(V_a)$) «замедление-скорость» в табличном виде (график функции представлен на рис. 5.5 а)). Результаты математического моделирования выбега и экспериментальные данные представлены на рис. 5.5 б). Использование среднего арифметического для расчета ошибки (5.3) модели сопоставленной с экспериментальными данными, показало ошибку менее 3.5%.



а) б)

Рисунок 5.5 — а) Зависимость замедления от скорости для математической модели сопротивления движению; б) Сравнение физического и математического эксперимента выбега автомобиля

$$\varepsilon = \sum_{i=1}^{n} \frac{|V_a^{\text{мод}} - V_a^{test}|}{n} \tag{5.3}$$

Использование имитационной модели движения кузова автомобиля (5.1) позволяет добиться удобства при исследовании динамики процесса как все-

го объекта, так и отдельных его частей. Например, проведение исследований «плоской модели» достигается равенством вертикальной реакции по бортам автомобиля колес оси, для чего достаточно присвоить параметрам $\iota^{з}$ и $\iota^{п}$ значение 0.5. Исследование модели одиночного колеса достигается отключением этой динамической связи, то есть использованием нулевого значения у параметра h_g. Дополнительно могут быть заданы неравномерности срабатывания тормозных механизмов или различные коэффициенты сцепления по бортам (имитация бортовой неравномерности сцепления, т.н. «микст»).

Модель главного тормозного цилиндра

Математическая модель тормозного привода, включает в себя уравнения математической модели главного тормозного цилиндра с вакуумным усилителем:

$$F^d k_T^{boost} = pF_{\text{ЭФФ}}^{MC} \tag{5.4}$$

Однако, уравнение (5.4) дает представление только об эффективности подобранных характеристик ГТЦ, в то время как реальный тормозной привод представляет инерциальное звено, таким образом характеристику изменения давления от усилия водителя на тормозной педали можно представить как

$$T_1 \frac{d^2p}{dt^2} + T_2 \frac{dp}{dt} + p = \frac{F^d k_T^{boost}}{F_{\text{ЭФФ}}^{MC}} \tag{5.5}$$

Гидравлический привод определяется геометрическими параметрами цилиндров, поршней и создаваемым давлением, а их динамика задается апериодическим звеном второго порядка. С целью проверки адекватности математической модели тормозного привода в переходном режиме проводится сопоставление результатов физического и математического эксперимента на импульсное входное воздействие. Результат замера переходного процесса на импульсное возмущение представлен рис. 5.6, оценка средней алгебраической ошибки составляет менее 8.5%.

Модель гидравлического блока АБС описана и исследована в главе 3 и используется без изменения для проведения имитационного моделирования.

При необходимости модель привода может быть заменена данными с эксперимента (выход которого соединяется со входом модели тормозного механизма), в этом случае к модели объекта приходит информация с датчиков давления. Расширение функций данной модели представляется в виде HIL тестирования [87,88].

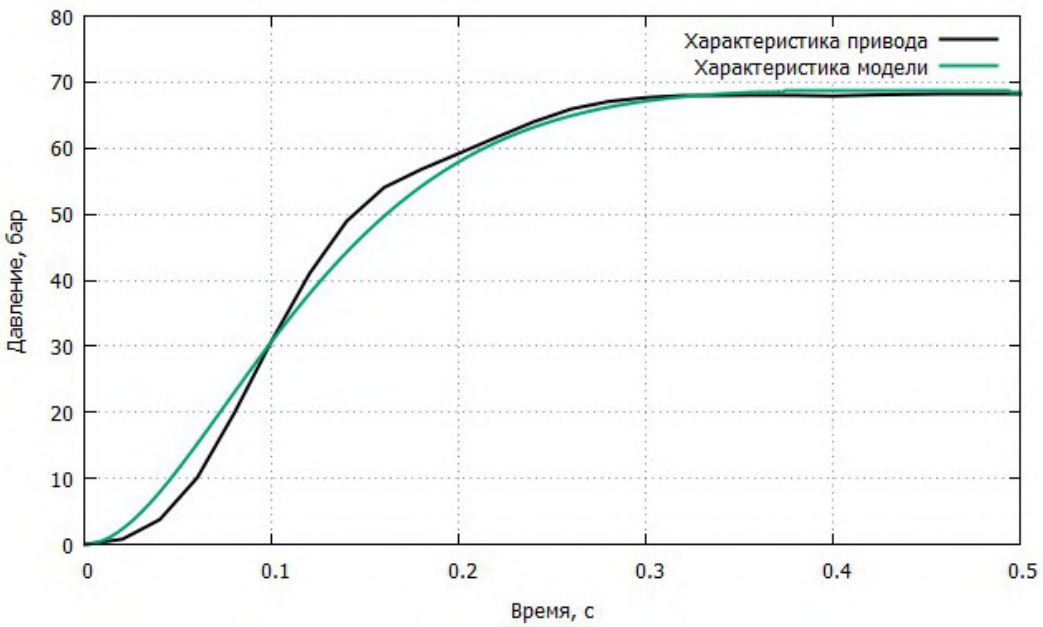


Рисунок 5.6 — Переходный процесс гидропривода

Уравнения имитационной модели объекта «колесо-дорога»

Пространственная модель автомобиля включает в себя четыре индивидуальных модели объекта «колесо-дорога», описываемые системой уравнений:

$$\begin{cases} J_k^{\text{пп}}\dfrac{d\omega^{\text{пп}}}{dt} = R_z\varphi_x^{\text{пп}}r_{\text{д}} - M_T^{\text{пп}} - \zeta R_z^{\text{пп}} - M_{\text{ТЗ}}\dfrac{u_{\text{ТЗ}}}{\eta_{\text{ТЗ}}} \\ J_k^{\text{пл}}\dfrac{d\omega^{\text{пл}}}{dt} = R_z\varphi_x^{\text{пл}}r_{\text{д}} - M_T^{\text{пл}} - \zeta R_z^{\text{пл}} - M_{\text{ТЗ}}\dfrac{u_{\text{ТЗ}}}{\eta_{\text{ТЗ}}} \\ J_k^{\text{зп}}\dfrac{d\omega^{\text{зп}}}{dt} = R_z\varphi_x^{\text{зп}}r_{\text{д}} - M_T^{\text{зп}} - \zeta R_z^{\text{зп}} - M_{\text{ТЗ}}\dfrac{u_{\text{ТЗ}}}{\eta_{\text{ТЗ}}} \\ J_k^{\text{зл}}\dfrac{d\omega^{\text{зл}}}{dt} = R_z\varphi_x^{\text{зл}}r_{\text{д}} - M_T^{\text{зл}} - \zeta R_z^{\text{зл}} - M_{\text{ТЗ}}\dfrac{u_{\text{ТЗ}}}{\eta_{\text{ТЗ}}} \\ \varphi_x^{\text{пп}} = \varphi^{\text{пп}}(s^{\text{пп}});\ \varphi_x^{\text{пл}} = \varphi^{\text{пл}}(s^{\text{пл}}) \\ \varphi_x^{\text{зп}} = \varphi^{\text{зп}}(s^{\text{зп}});\ \varphi_x^{\text{зл}} = \varphi^{\text{зл}}(s^{\text{зл}}) \\ s^{\text{пп}} = 1 - \dfrac{r_{\text{д}}\omega^{\text{пп}}}{V_a};\ s^{\text{пл}} = 1 - \dfrac{r_{\text{д}}\omega^{\text{пл}}}{V_a} \\ s^{\text{зп}} = 1 - \dfrac{r_{\text{д}}\omega^{\text{зп}}}{V_a};\ s^{\text{зл}} = 1 - \dfrac{r_{\text{д}}\omega^{\text{зл}}}{V_a} \end{cases} \tag{5.6}$$

Когда характеристика изменения линейной скорости получена с достаточной степенью достоверности необходимо произвести верификацию изменения угловой скорости колес.

Важнейшим звеном, связывающим прилагаемую тормозную силу и изменение тангенциальной силы, является $\varphi - s$ диаграмма, которая описывается

рядом аналитических формул [105]. Наибольшее распространение получила модель Пацейки:

$$\varphi(s) = Dsin[Carctan\{E(Bs - arctanBs)\}] \tag{5.7}$$

Использование модели (5.7), с целью определения неизвестных коэффициентов, является не очень удобным, так как требует вычисления частных производных и их многократный пересчет. С целью снижения временных затрат на исследование и анализ $\varphi - s$ диаграммы применилась модель с табличными данными (рис. 5.7), где каждому значению проскальзывания s сопоставлено значение коэффициента сцепления φ. Подстройка этой модели происходит с помощью двух коэффициентов k_φ и k_s по следующим правилам:

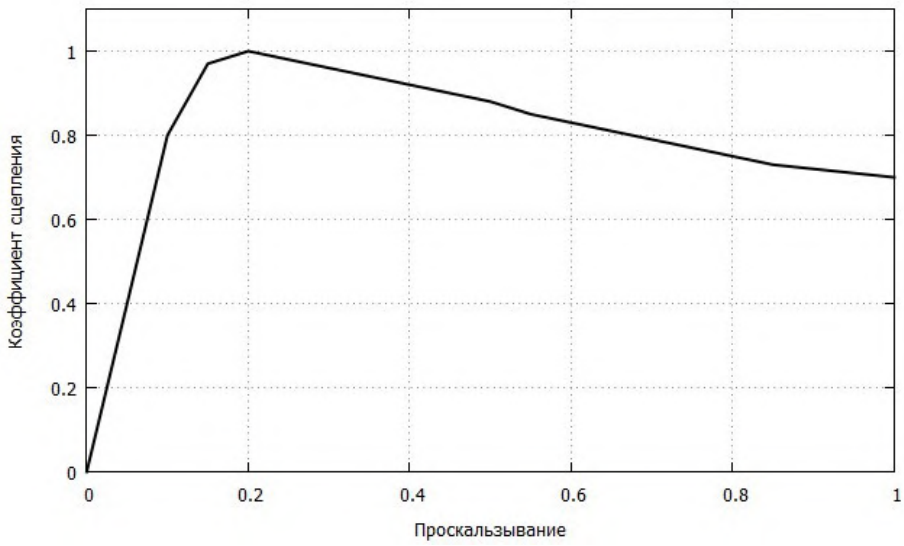


Рисунок 5.7 — График модели $\varphi - s$ диаграммы

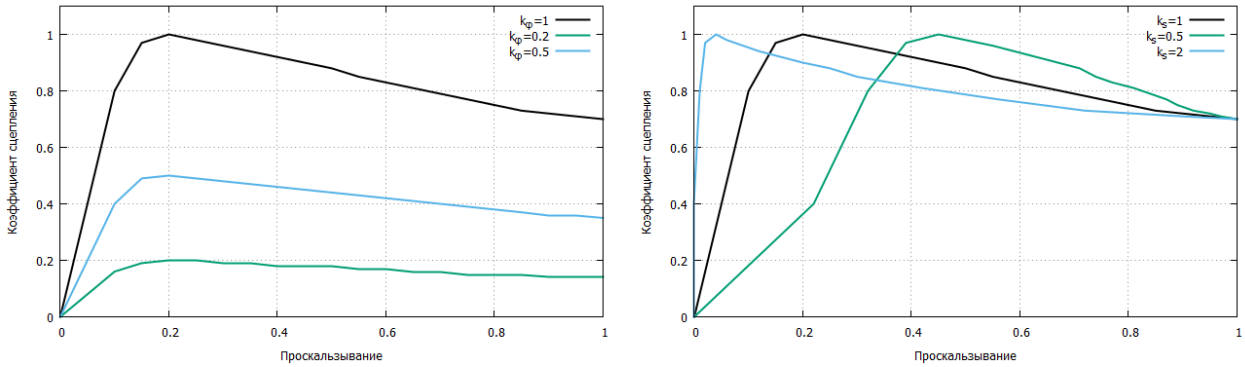
$$\begin{cases} s = s_{\text{баз}}^{k_s} \\ \varphi = k_\varphi \varphi_{\text{баз}} \end{cases} ; \tag{5.8}$$

Определение неизвестных коэффициентов выполнено в MatLAB с помощью специального программного кода. Для этого используется сетка значений (рис. 5.8) для коэффициентов:

– k_φ от 0.1 до 1.2 с шагом 0.1;

– k_s от 0.5 до 2 с шагом 0.1.

Применяя данные с дорожных испытаний, торможения без срабатывания АБС, производится автоматизированный расчет среднеквадратичной ошибки по выбранному диапазону. Описанный метод требует тем больше времени, чем



а) б)

Рисунок 5.8 — График модели $\varphi - s$ диаграммы при вариации а) k_φ; б) k_s

строже требование точности, в рамах разумного времени на поиск, получена характеристика изменения угловой скорости колес модели с ошибкой менее 15%. Результаты дорожных испытаний и математического эксперимента представлены на рис. 5.9.

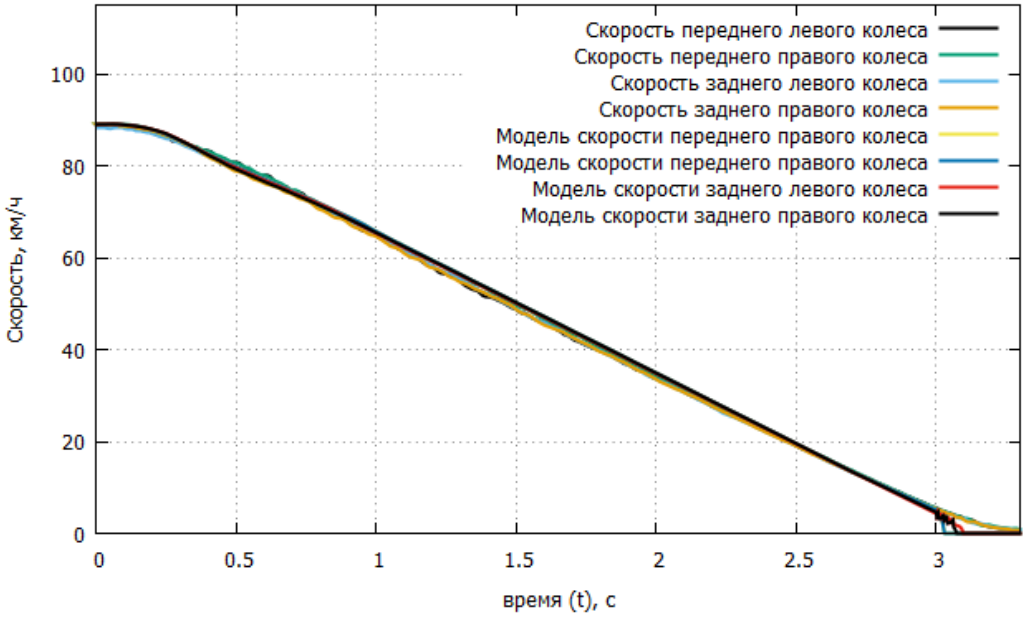


Рисунок 5.9 — Результаты сравнительного эксперимента торможения на дороге с высоким коэффициентом сцепления

Таким образом, разработан процес верификации математической модели, который позволяет применить иерархический метод определения неизвестных (рис. 5.10). Такой подход позволяет обеспечивать автоматизацию и сокращает время разработки математической модели объекта «автомобиль-колесо-дорога» для исследования тормозной динамики.

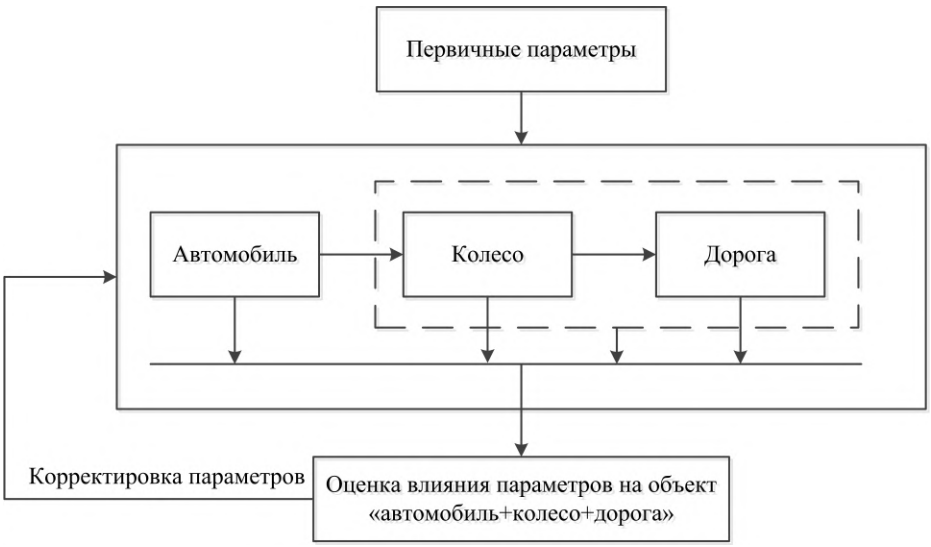


Рисунок 5.10 — Блок схема процесса определения неизвестных параметров

5.1.2 Комплекс измерительной аппаратуры для исследования и испытаний АБС

Разработка АБС всегда связана с проведения большого объема исследований в дорожных условиях. Комплект аппаратуры должен позволять проводить измерение данных с высокой точностью, быстро и эффективно анализировать данные и перепроверять результаты новых решений. При выборе комплекта испытательной аппаратуры предполагается, что он должен решать следующие задачи [43]:

– измерение физических координат, характеризующих режим торможения и работы АБС;

– измерение сигналов, поступающих с датчиков системы;

– индикация необходимых параметров;

– вариации начальных условий и программы эксперимента;

– возможность автоматического и полуавтоматического управления экспериментом;

– возможность экспресс-контроля объекта и АБС, локализации неисправностей и их устранение;

– комфорт и безопасность для оператора и водителя во время проведения испытаний.

Комплект датчиков состоит из:

– датчиков угловой скорости колес (рис. 5.11);

– датчика линейного замедления автомобиля (рис. 5.12);

– датчика скорости автомобиля, производимого фирмой RaceLocgic (рис. 5.13);

– датчиков давления, установленных во всех тормозных механизмах и на выходе с ГТЦ (рис. 3.10).

Рисунок 5.11 — Датчиков угловой скорости колес

Рисунок 5.12 — Датчика линейного замедления автомобиля

Рисунок 5.13 — Комплекс RACALOGIC для измерения линейной скорости автомобиля

Вся информация с датчиков, а также другие электрические сигналы, предназначенные для регистрации, поступают в блок управления (рис. 5.14), где

приводятся к цифровому виду, далее передаются по CAN шине, что представляет удобный формат для записи и хранения.

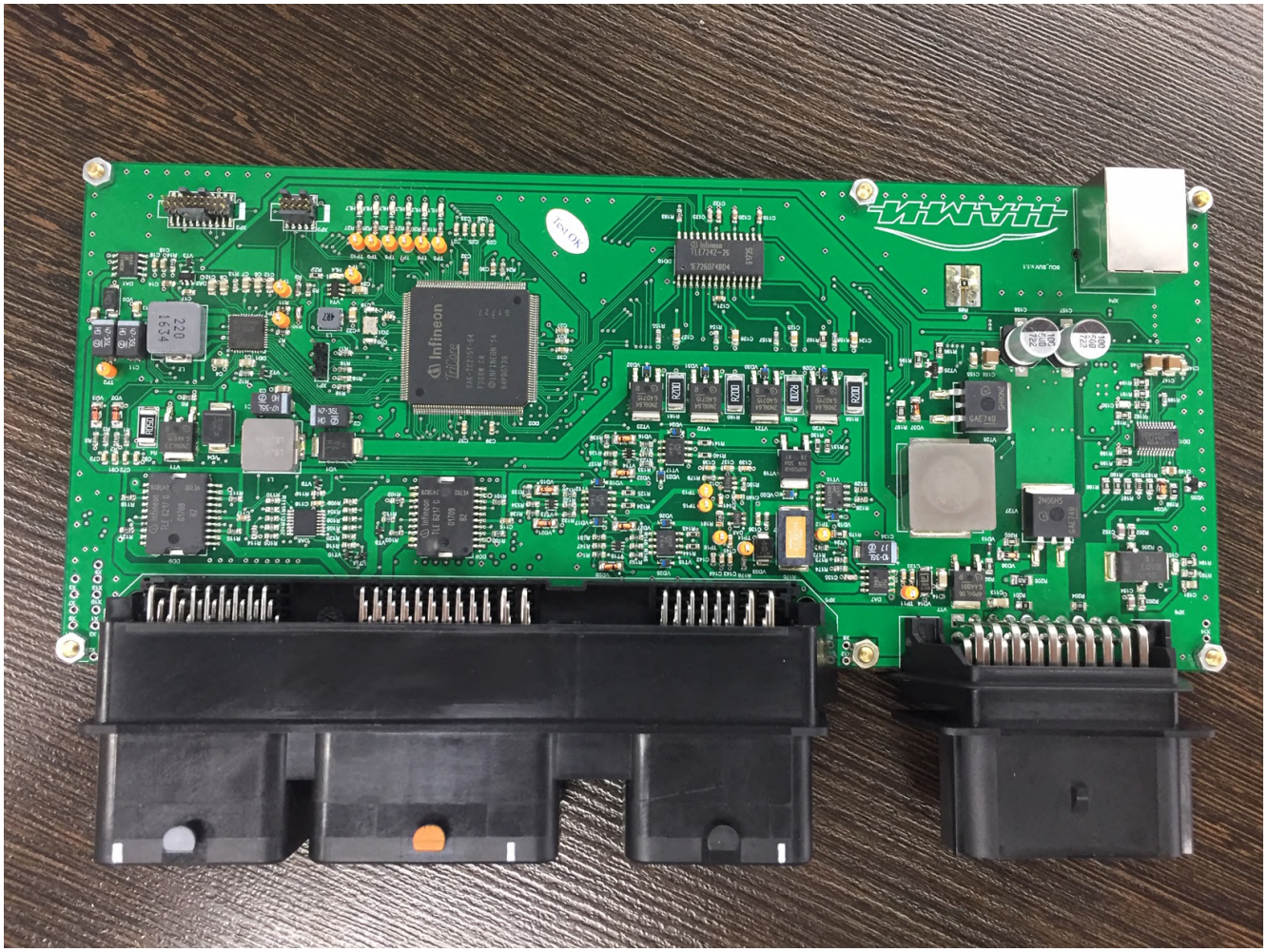


Рисунок 5.14 — Прототипная плата

5.2 Определение влияния алгоритма связанного управления на эффективность торможения с АБС

Определения влияния АБС на тормозную эффективность, как это стало традиционно, осуществляется определением коэффициента (ε) использования силы сцепления [56]. Коэффициент ε определяется как соотношение между максимальным коэффициентом торможения при включеной АБС (z_{AL}) и коэффициентом сцепления (k_M) по формуле:

$$\varepsilon = \frac{z_{AL}}{k_M} \tag{5.9}$$

Коэффициент торможения (z_{AL}) измеряется на транспортном средстве с АБС, работающей в режиме непрерывной цикличности на основании среднего результата трех испытаний, с учетом времени, необходимого для снижения скорости с 40 км/ч до 20 км/ч по следующей формуле:

$$z_{AL} = \frac{0.566}{t_z} \tag{5.10}$$

По изложенным выше методикам проведены дорожные испытания проверки эффективности работы АБС с применением «связанного управления» и АБС с индивидуальным управлением. На автомобиле установлена АБС типовой схемы с индивидуальным управлением, когда каждое колесо имеет свой индивидуальный контур управления (модулятор) и сенсорную часть (датчики). Результаты испытаний, по определению эффективности АБС, представлены ниже.

5.2.1 Результаты испытаний по определению эффективности АБС

На испытательном автомобиле установлена АБС типовой схемы с индивидуальным управлением каждым колесом.

Дата проведения испытаний: с 04.09.2017 г. по 04.10.2017 г.

Испытательные участки дорог:

– комплекс дорог для испытаний АБС НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»;

– комплекс дорог для испытаний АБС полигон Бош в Боксберге (Германия).

Испытательное оборудование и приборы:

– прибор для определения параметров продольной динамики транспортного средства «VBOX III» фирмы «Racelogic» (Великобритания);

– прибор для определения параметров продольной динамики транспортного средства «VBOX Speed Sensor» фирмы «Racelogic» (Великобритания).

Испытания по определению эффективности АБС проводились на дорогах с высоким (сухой асфальт), средним (мокрый асфальт) и низким (мокрый базальт) коэффициентом сцепления.

Высокий коэффициент сцепления.

Условия испытаний: дорожное покрытие - сухой асфальт.

Таблица 5 — Результаты испытания ($\varphi \approx 1.1$) без «связанного управления»

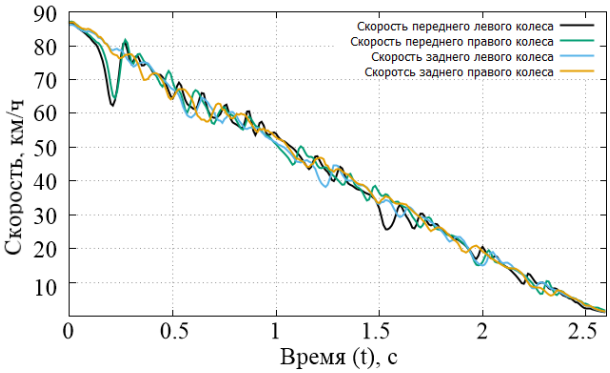
Заезд №	Время торможения от 40 до 20 км/ч, t, с	Коэффициент торможения	Коэффициент используемого сцепления
1	0.629	0.9	0.82
2	0.618	0.916	0.83
3	0.600	0.943	0.86

Таблица 6 — Результаты испытания ($\varphi \approx 1.1$) с применением «связанного управления»

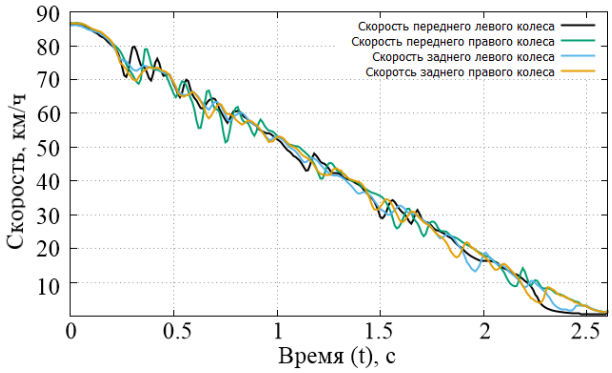
Заезд №	Время торможения от 40 до 20 км/ч, t, с	Коэффициент торможения	Коэффициент используемого сцепления
1	0.542	1.044	0.95
2	0.552	1.025	0.93
3	0.535	1.055	0.96

Дополнительные испытания.

При торможении с высокой (75-90 км/ч) начальной скоростью при работе АБС с индивидуальным и «связанным управлением» непосредственно управляемые колеса не блокируются, на рис. 5.15 представлен пример осциллограммы с записью угловых скоростей колес.



а)



б)

Рисунок 5.15 — осциллограммы с записью угловых скоростей колес скоростей колес а) с индивидуальным; б) связанным управлением

Средний коэффициент сцепления.

Условия испытаний: дорожное покрытие - мокрый асфальт.

Таблица 7 — Результаты дорожных испытаний ($\varphi \approx 0.87$) без «связанного управления»

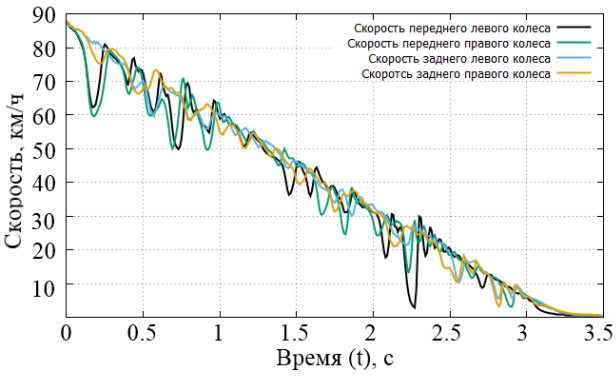
Заезд №	Время торможения от 40 до 20 км/ч, t, с	Коэффициент торможения	Коэффициент используемого сцепления
1	0.666	0.849	0.97
2	0.682	0.829	0.95
3	0.705	0.806	0.92

Таблица 8 — Результаты дорожных испытаний ($\varphi \approx 0.72$) с применением «связанного управления»

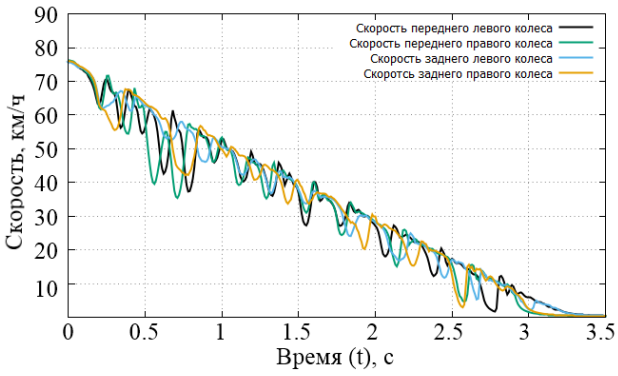
Заезд №	Время торможения от 40 до 20 км/ч, t, с	Коэффициент торможения	Коэффициент используемого сцепления
1	0.820	0.690	0.96
2	0.857	0.668	0.93
3	0.825	0.686	0.95

Дополнительные испытания.

При торможении с высокой (75-90 км/ч) начальной скоростью при работе АБС с индивидуальным и «связанным управлением» непосредственно управляемые колеса не блокируются, на рис. 5.16 представлен пример осциллограммы с записью угловых скоростей колес.



а)



б)

Рисунок 5.16 — осциллограммы с записью угловых скоростей колес скоростей колес а) с индивидуальным; б) связанным управлением

Низкий коэффициент сцепления.

Условия испытаний: дорожное покрытие - мокрый базальт.

Таблица 9 — Результаты испытания ($\varphi \approx 0.24$) без связанного управления

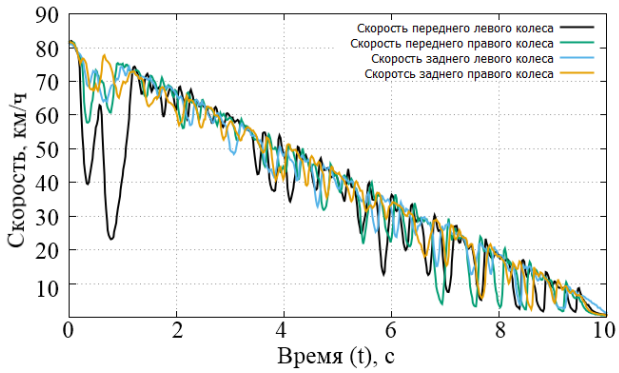
Заезд №	Время торможения от 40 до 20 км/ч, t, с	Коэффициент торможения	Коэффициент используемого сцепления
1	2.512	0.225	0.94
2	2.617	0.216	0.9
3	2.572	0.22	0.92

Таблица 10 — Результаты испытания ($\varphi \approx 0.25$) с применением «связанного управления»

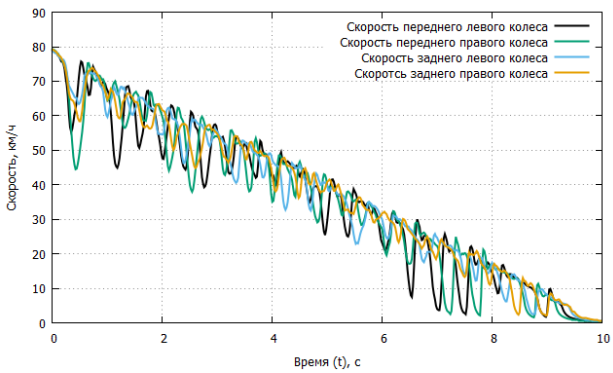
Заезд №	Время торможения от 40 до 20 км/ч, t, с	Коэффициент торможения	Коэффициент используемого сцепления
1	2.465	0.229	0.92
2	2.687	0.211	0.84
3	2.592	0.218	0.87

Дополнительные испытания.

При торможении с высокой (75-90 км/ч) начальной скоростью при работе АБС с индивидуальным и «связанным управлением» непосредственно управляемые колеса не блокируются, на рис. 5.17 представлен пример осциллограммы с записью угловых скоростей колес.



а)



б)

Рисунок 5.17 — осциллограммы с записью угловых скоростей колес скоростей колес а) с индивидуальным; б) связанным управлением

В связи с тем, что приведенные в таблицах значения коэффициента используемого сцепления больше чем 0.75, то автомобиль с АБС по эффективности торможения соответствует требованиям.

Результаты дорожных испытаний полностью подтверждают проведенные аналитические расчеты [64], что иллюстрирует адекватность предлагаемого аналитического подхода. Однако, ввиду доказанной вариативности выполнения одинаковой эффективности при различных траекториях необходимо формирование таких оценочных признаков, которые позволяют однозначно оценить позитивный эффект от принятого решения.

5.2.2 Косвенный метод определения влияния алгоритма связанного управления на устойчивость автомобиля

Предлагаемый подход «связанного управления» позволяет достичь более оптимального использования сил сцепления, что позволяет увеличить запас поперечной силы за счет поддержания движения колеса в устойчивой зоне качения и снижения амплитуды регулирования. Данный эффект описан в статье [64] и обосновывается математически. Оценка процесса блокирования колеса, влияние дороги на нагрузочные режимы колеса и тормозной системы будет иллюстрироваться какая энергия, которая используется для реализации такого режима торможения. Используя теорему Кенинга [29], суммарная энергия складывается из энергии поступательного движения автомобиля и вращательного движения колес:

$$E = \frac{m_a V_a^2}{2} + \frac{J_{\text{пп}}\omega_{\text{пп}}}{2} + \frac{J_{\text{пл}}\omega_{\text{пл}}}{2} + + \frac{J_{\text{зп}}\omega_{\text{зп}}}{2} + \frac{J_{\text{зл}}\omega_{\text{зл}}}{2}. \tag{5.11}$$

Дифференцирование уравнения (5.11) по времени дает реализуемую на колесе мощность:

$$\begin{aligned} \frac{dE}{dt} = m_a V \frac{dV_a}{dt} + J_{\text{пп}}\omega_{\text{пп}}\frac{d\omega_{\text{пп}}}{dt} + J_{\text{пл}}\omega_{\text{пл}}\frac{d\omega_{\text{пл}}}{dt} + \\ J_{\text{зп}}\omega_{\text{зп}}\frac{d\omega_{\text{зп}}}{dt} + J_{\text{зл}}\omega_{\text{зл}}\frac{d\omega_{\text{зл}}}{dt}. \end{aligned} \tag{5.12}$$

Производя вычисления функции мощности (5.12) в соответствии с работой [20], где происходит использования уравнений мощностного баланса для каждого колеса, имеем дифференциальное уравнение вида:

$$
\begin{aligned}
m_a \frac{dV_a}{dt} = R_x^{\text{пп}} + (1 - s_{\text{пп}})(\frac{k_T^{\text{пп}} p_{\text{пп}}}{r_{\text{Д}}} - \frac{J_{\text{пп}}}{r_{\text{Д}}} \frac{d\omega_{\text{пп}}}{dt} - R_x^{\text{пп}}) + \\
R_x^{\text{пл}} + (1 - s_{\text{пл}})(\frac{k_T^{\text{пл}} p_{\text{пл}}}{r_{\text{Д}}} - \frac{J_{\text{пл}}}{r_{\text{Д}}} \frac{d\omega_{\text{пл}}}{dt} - R_x^{\text{пл}}) + \\
R_x^{\text{зп}} + (1 - s_{\text{зп}})(\frac{k_T^{\text{зп}} p_{\text{зп}}}{r_{\text{Д}}} - \frac{J_{\text{зп}}}{r_{\text{Д}}} \frac{d\omega_{\text{зп}}}{dt} - R_x^{\text{зп}}) + \\
R_x^{\text{зл}} + (1 - s_{\text{зл}})(\frac{k_T^{\text{зл}} p_{\text{зл}}}{r_{\text{Д}}} - \frac{J_{\text{зл}}}{r_{\text{Д}}} \frac{d\omega_{\text{зл}}}{dt} - R_x^{\text{зл}}).
\end{aligned}
\tag{5.13}
$$

Из уравнения (5.13) видно, что проскальзывание колеса является показателем отношения мощности приходящийся на силы трения скольжения к мощности на силы трения качения колеса. Тогда оценочным параметром по запасу поперечной силы в пятне контакта колеса с дорогой может служить функция отношения работы создаваемой силами трения качения к силам трения скольжения:

$$
k_A = \frac{1}{n(t_{max} - t_0)} \int\limits_{t_0}^{t_{max}} \sum_{i=1}^{n} s_i dt \tag{5.14}
$$

Для количественной оценки эффективности применения связанного управления рассмотрим следующий критерий:

$$
\delta k_A = \frac{k_A^{IR} - k_A^{\text{св}}}{k_A^{IR}} 100\% \tag{5.15}
$$

Общие результаты оценки запаса поперечной силы в результате дорожных испытаний представлены в Таблице 10. Как видно, применение «связанного управления» позволяет снизить среднее значение проскальзывания в сравнении с индивидуальным управлением АБС.

5.2.3 Анализ результатов испытаний

Как видно из результатов сравнительных дорожных испытаний (рис. 5.18), применение «связанного управления» позволяет повысить тормозную эффективность на дорогах с очень высоким коэффициентом сцепления до 12%

Таблица 11 — Результаты сравнительного анализа коэффициента запаса поперечной силы

Дорожные условия	k_A с применением связанного управления	k_A без связанного управления	δk_A, %
сухой асфальт	0.188	0.207	9.2
мокрый асфальт	0.222	0.238	6.7
мокрый базальт	0.235	0.258	8.9

при одновременном снижении среднего значения функции проскальзывания до 9.2%, что соответствует большему запасу на восприятие боковых сил. Тем самым происходит сокращение тормозного пути в экстренных ситуация на дорогах с высоким коэффициентом сцепления, где важен тормозной путь, при улучшении свойств управляемости и устойчивости. Это связано с достаточно большими значениями замедлений, что приводит к значительным изменениям вертикальной реакции и допустимости незначительных корректирующих управлений для получения желаемых траекторий.

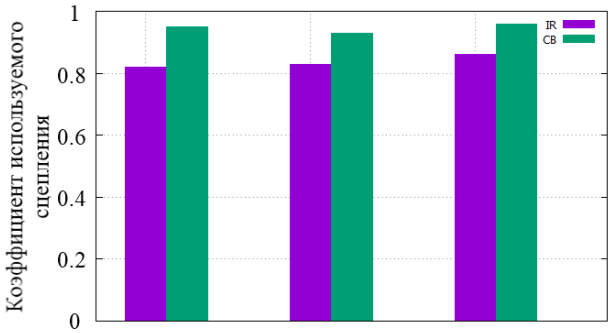


Рисунок 5.18 — Результаты сравнительных дорожных испытаний (сухой асфальт)

Применение «связанного управления» на дорогах со средним коэффициентом сцепления (рис. 5.19) обеспечивает снижение среднего значения функции проскальзывания до 6.7% при сохранении идентичного значения коэффициента используемого сцепления, что соотвествует равной тормозной дистанции. То есть реализация «связанного управления» позволяет достичь улучшения свойств управляемости и устойчивости при близких показателях по использования сил сцепления в сравнении с индивидуальным управлением.

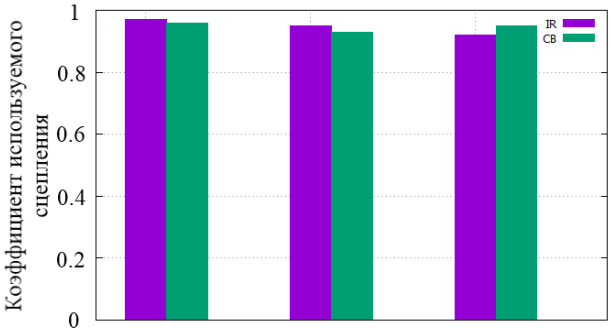


Рисунок 5.19 — Результаты сравнительных дорожных испытаний (мокрый асфальт)

На дорогах с низким коэффициентом сцепления (рис. 5.20) происходит незначительное снижение торможения (снижение коэффициента используемого сцепления около 5%), которое сопровождающееся повышением устойчивости транспортного средства за счет снижения функции среднего значения проскальзывания до 8.9%. Такое поведение благотворно сказывается при торможении на льду когда требуется обеспечение траекторной устойчивости во время торможения.

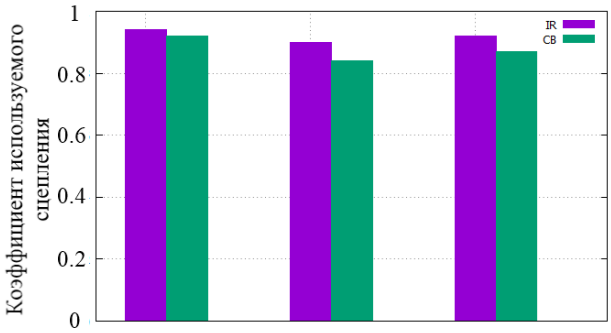


Рисунок 5.20 — Результаты сравнительных дорожных испытаний (мокрый базальт)

Рассматривая результаты работы [86], зависимости между коэффициентами используемого сцепления в продольном и поперечном направлении характеризуются как параметрическая функция от проскальзывания. Тогда допустимая поперечная сила при данном значении просказьзывания определяется формулой:

$$R_y^{sum} = \varphi_y \sum R_z^i = G_a \sum \varphi_y^i \tag{5.16}$$

С учетом формулы (5.16) запас поперечной силы будет определяться:

$$\Delta R_y^{sum} = \Delta\varphi_y \sum R_z^i = G_a \frac{\sum \varphi_{y^{\text{св}}}^i - \sum \varphi_{y^{IR}}^i}{\sum \varphi_{y^{\text{св}}}^i} \tag{5.17}$$

Таким образом, оценивая значение коэффициента сцепления поперечном направлении через функцию проскальзывания [5,86,105] можно сопоставить с величиной поперечной силы.

На дороге со средним коэффициентом сцепления увеличение запаса поперечной силы составило 2.3%, на дороге с низким коэффициентом сцепления увеличение запаса поперечной силы составляет 5% , что сопоставимо со снижением эффективности торможения.

5.3 Пути совершенствования алгоритмов антиблокировочного управления автотранспортного средства при индивидуальном управлении

Средства борьбы с блокированием колеса имеют многолетнюю историю от механических систем до электронного управления и в настоящее время задача АБС это не только предотвращение блокирования колес, но и решение задачи оптимального управления с точки зрения реализации сцепных свойств колеса с дорогой во время торможения автомобиля [43].

Для модели одиночного колеса задача решена в ряде работ [5,6,20,43,50 и т.д.]. Для объекта «автомобиль-колесо-дорога», где наложены иерархические связи на объект нижнего и верхнего уровня задача решена в рамках данной работы и предложен метод решения для сложного объекта с выходом на алгоритм управления.

Идея применения «связанного управления» для антиблокировочной системы автотранспортного средства при индивидуальном регулировании давления рабочего тела в исполнительных механизмах тормозной системы состоит в обеспечении высоких показателей поперечного и продольного коэффициентов сцепления с учетом динамических процессов при антиблокировочном регулирования, что позволяет снизить перерегулирования и работать устойчиво в более узком диапазоне проскальзываний.

Улучшение работы возможно при подходе применения «связанного управления» и калибровке пороговых значений контроллеров обоих контуров, на рис 5.21. представлен алгоритм настройки комбинированного подхода.

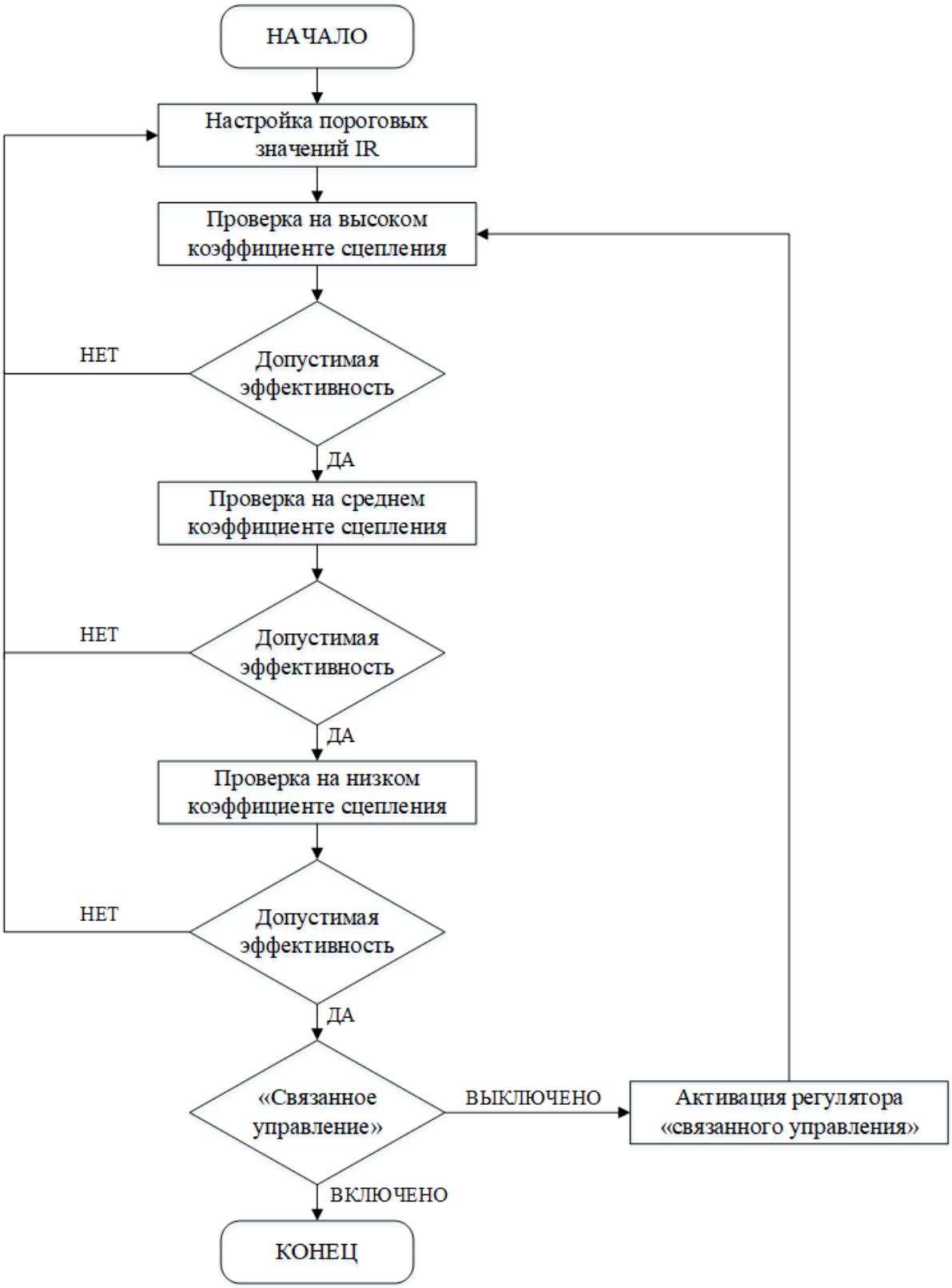


Рисунок 5.21 — Алгоритм настройки комбинированного подхода

Выводы

В рамках данной главы приведен обзор разработанной математической модели объекта управления «автомобиль-колесо-дорога» и методов идентификации, верификации математичкой модели, разработанной в программном комплексе MatLab Simulink. Использование предложенных подходов позволяет достичь допустимого уровня точности математической модели (свыше 85%), что является достаточным для проведения математических экспериментов при проектировании антиблокировочных систем и моделирования продольной динамики транспортного средства.

Приведено описание комплекта ботовой экспериментальной аппаратуры на базе стандартных компонентов антиблокировочной системы и аккредитованного измерительного оборудования. В качестве объекта испытаний выбран один из прототипов проекта ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

Представленные результаты сравнительных исследований известного принципа антиблокировочного регулирования в сравнении с алгоритмом использующим блока «связанного управления». На основании дорожных испытаний доказана необходимость и целесообразность применения описанных подходов при доводочных работах и в процессе проектирования АБС.

Основные результаты и выводы

В работе разработан метод построения тормозного управления и практически реализован алгоритм, которые учитывают взаимное влияние колес каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами. Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. Разработан метод расчета и синтеза управления (алгоритма) для контура тормозного управления на основе известных математических принципов оптимального управления. Метод дает решение задачи тормозного управления при экстренном торможении с учетом взаимного влияния колес каждой оси через перераспределения вертикальных реакций и взаимодействия колеса с опорной поверхностью при индивидуальном антиблокировочном управлении колесами.

Отмечено, что минимум тормозного пути, при выбранных характеристиках тормозных механизмов, обеспечивается фазой подъема давления рабочего тела на первом цикле с максимальной интенсивностью до выхода в рабочую зону АБС. Этот факт иллюстрирует нецелесообразность применения регуляторов тормозных сил при экстренном торможения.

2. Разработана математическая модель объемного гидравлического привода с исполнительными механизмами антиблокировочной системы и математическая модель объекта «автомобиль-колесо-дорога». В модели объемного гидравлического привода использована функция жесткости тормозного привода (зависимость прокачиваемого объема рабочего тела от давления). Экспериментальная проверка предлагаемой модели гидравлического привода дала погрешность менее 5%.

С целью сокращения машинного времени на расчет, при определении модели взаимодействия колес с опорной поверхностью, принята функция коэффициента сцепления от проскальзывания ($\varphi - s$ диаграммой) в матричном виде. Результаты моделирования находятся в соответствии с результатами, получаемыми при помощи других известных моделей.

В результате сравнения данных моделирования и результатов дорожных экспериментов получена ошибка модели изменения угловых скоростей – менее 15%, а ошибка моделирования линейной скорости – 3.5%.

3. Разработан алгоритм управления давлением рабочего тела (контур «связанного управления») в тормозных механизмах каждого колеса. Данный алгоритм позволяет решить проблему построения контура управления АБС с учетом дополнительных факторов и возможностей, пропорциональных их значимости, на всех этапах адаптации системы и построения вектора управления. В отличие от известных алгоритмов АБС, он обеспечивает учет изменения вертикальных реакции под управляющим воздействием на каждом колесе, то есть снимает ограничение на динамические нагрузки.
Предложены алгоритмы определения очередности блокирования колес и качественного определения характера изменения вертикальной реакции на колесах. Предложена новая стратегия антиблокировочного управления при экстренном торможении, учитывающая взаимное влияние колес каждой оси с опорной поверхностью и перераспределение вертикальных реакций – «связанное управление».

4. Для выполнения поставленных задач был создан расчетно- имитационный комплекс в программной среде MATLAB Simulimk с пространственной моделью автомобиля. Расчетно-имитационный комплекс позволил применить технологию виртуально-физического моделирования, что обеспечило возможность использования в расчете данных измеряемых непосредственно с автомобиля или гидравлического стенда. Разработан процесс определения неизвестных в математической модели, позволяющий применить иерархический метод расчетов при обеспечении автоматизации и сокращения времени на разработку модели объекта «автомобиль-колесо-дорога» для исследования тормозной динамики.

5. Проведены дорожные эксперименты, доказывающие необходимость и целесообразность применения «связанного управления» при доводочных работах и в процессе проектирования систем антиблокировочного управления двухосного автомобиля. Применение «связанного управления» позволяет повысить тормозную эффективность на дорогах с высоким коэффициентом сцепления до 12% при одновременном увеличении запаса поперечных сил до 1.4%, что приводит к сокращению тормозного пути в экстренных ситуация. На дорогах со средним коэффициентом сцепления применение «связанного управления» позволяет сохранить эффективность торможения при одновременном увеличении запаса поперечных сил до 2.3% в сравнении с индивидуальным управлением, то есть обеспечивается улучшение свойств управляемости и устойчивости. На

дорогах с низким коэффициентом сцепления «связанное управление» обеспечивает пропорциональное снижение эффективности торможения и увеличение запаса поперечной силы (5%) в сравнении с индивидуальным управлением.

Список литературы

1. Айзерман М.А. Классическая механика.- М.: Наука, 1980. – 367 с.
2. Айзерман М.А. Лекции по теории автоматического регулирования.– М.: Изд-во техн.-теор. лит., 1956.
3. Александров А.Г. Оптимальные и адаптивные системы. - М: Высш. шк., 1989. - 263 с.
4. Алексеев В. М., Тихомиров В. М., Фомин С. В. Оптимальное управление. - М.: Наука, Гл. ред. Физ.-мат. Лит., 1979. – 432 с.
5. Ахметшин А.М. Адаптивная антиблокировочная тормозная система колесных машин: Дис. д.т.н.: 05.05.03./М., 2003. 255с.
6. Ахметшин А.М. Самообучающаяся антиблокировочная тормозная система колесных машин.– М.: МГИУ, 2002. – 140 с.: ил.
7. Ахметшин А.М. Автоматика автомобиля: теория автоматического управления.– М.: МГИУ, 2011. – 299 с.
8. Ахметшин А.М.., Глуховский Д.М., Кошкин В.К. и др. Грузовые автомобили ЗИЛ.– М.: Машиностроение, 1993. – 624 с.
9. Арнольд В. И. Математические методы классической механики. — 5-е изд., стереотипное. — М.: Едиториал УРСС, 2003. — 416 с.
10. Балакин В.Д., Петров М.А. Аналитическое исследование торможения колеса с противоблокировочным устройством. – «Автомобильная промышленность», 1966, №11.
11. Балакин В.Д., Петров М.А. Противоблокировочное устройство и обеспечение минимально возможного тормозного пути. – «Автомобильная промышленность», 1969, №7. с.12-15.
12. Балакин В.Д., Петров М.А. Регулятор давления в гидравлическом тормозном приводе. – «Автомобильная промышленность», 1966, №12.

13. Балакин В.Д., Петров М.А. Противоблокировочное устройство и обеспечение минимального тормозного пути. – «Автомобильная промышленность», 1969, №7

14. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования.– М.: Наука, 1972. – 768 с.

15. Бидерман В.Л., Левин Ю.С., Слюдиков Л.Д., Упорина Л.А. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на износ, сцепление и сопротивление качению автомобильных шин.– М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1970, 96 с.

16. Беляев В.М., Иванов В.Г., Молибошко Л.А. Проектирование тормозной системы автомобиля.– Мн.: БГПА, 2000. Ч. 1.: Тормозная динамика автомобиля. Тормозные механизмы. 47 с..

17. Болтянский В.Г. Математические методы оптимального управления. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1968. – 408 с.

18. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобиля. – Л.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1950. – 292 с.

19. Бурдаков С.Ф., Мирошник И.В., Стельмаков Р.Э. Системы управления движением колесных роботов. – Спб.: Наука, 2001. – 227 с.

20. Бутылин В.Г., Высоцкий М.С., Иванов В.Г., Лепешко И.И. Активная безопасность. Основы теории/ Под ред. В.Г. Иванова. – Мн.: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2002. – 184 с.

21. Брыков А.С. Рациональное использование сцепного веса автомобиля при торможении. Дис. к.т.н.: 05.05.03./М., 1964.

22. Габасов Р., Кириллова Ф.М., Особые оптимальные управления. Изд. 2-е.в.– М: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2013. – 256 с.

23. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств. – М., Транспорт. 1988. – 224 с.

24. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. – М., Транспорт. 1978. – 152 с.

25. Гредескул А.Б. Исследование динамики торможения автомобиля. – Дис. д.т.н. / А.Б. Гредескул – Харьков, 1963.– 250 с.

26. Гредескул А.Б. Определение параметров тормозной системы с регулятором тормозных сил. - Автомобильная промышленность, 1975, №6, с. 24-26.

27. Дыгало В.Г., Ревин А.А. Виртуально-физическая технология лабороторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств:Монография/В.Г. Дыгало, А.А. Ревин. – Волгоград: ВолгГТУ, 2006. – 316 с.

28. Емельянов С.В. Исследование сложных систем с помошью моделирования. – в кн.: Итоги науки и техники. Техн. кибернетика, том 14. - М.: ВИНИТИ, с. 158-208.

29. Журавлёв В. Ф. Основы теоретической механики. 2-е изд.. – М.: Физматлит, 2001. — 320 с

30. Зеликин М.И. Оптимальное управление и вариационное исчисление. – М.: Едиториал УРСС, 2004. — 160 с.

31. Зельдович Я.Б., Мышкис А.Д. Элементы прикладной математики. – М.: УРСС, 2017. — 600 с.

32. Ким В.А., Фурунжиев Р.И., Бочкарев Г.В., Билык О.В. Новый принцип формирования сигналов управления торможением АТС. - Автомобильная промышленность, 1999, №6, с. 19-22.

33. Колобашкина Л.В. Основы теории игр: учебное пособие / Л.В. Колобашкина. - 3-е изд., испр. и доп.- М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2017. - 195 с.

34. Крутов В.И., Данилов Ф.М., Кузьмик П.К. и др. Основы теории автоматического регулирования Под ред. В. И. Крутова. — 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение. 1984. 368 с., ил.

35. Леонтьев Д.Н., Рыжих Л.А., Ломака С.И. Алгоритм функционирования регуляторов тормозных сил с электронным управлением.- Автомобильная промышленность, 2007, №11, с. 17-19.

36. Летов А.М. Динамика полета и управления.-М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1969. 360с.

37. Ляпунов Л.М. Общая задача об устойчивости движения.-М.: Государственное издательство технико-теоритической литературы, 1950. 471с.

38. Малюгин П.Н. Возможности и пути улучшения устойчивости движения автомобиля при торможении. Дисс. канд. техн. наук - Омск, 1985. - 229с.

39. Метлюк Н.Ф. Автоматическое регулирование тормозных сил автомобилей.- Автомобильная промышленность, 1970, №7, с. 21-24.

40. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей.-М.: Машиностроение, 1980. 231с.

41. Моисеев Н.Н., Иванилов Ю.П., Столярова Е.М. Методы оптимизации.Учеб. пособие для вузов по специальности "Прикладная математика". — М.: Наука, 1978. — 351 с.: ил.

42. Нефедьев Я. Н. Конструкции и характеристики электронных антиблокировочных систем зарубежных фирм.- М.: НИИАВТОПРОМ, 1979. 60с.

43. Нефедьев Я. Н. Теория, разработка и исследование унифицированной системы автоматического управления антиблокировочным торможением грузовых автотранспортных средств: Дис. д.т.н.: 05.05.03./М., 1987. 307с.

44. Николаев В.И., Брук В.М. Системотехника: методы и приложения. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. - 199 с

45. ОСТ 37.001.016 – 70. Тормозные свойство автомобильного подвижного состава. Технические требования и условия проведения испытаний. Введ. 01.10.75.– М.: Изд-во стандартов, 1974. – 29 с.

46. ОСТ 37.001.067 – 86. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний. Взамен ОСТ 37.001.067 – 75; Введ. 01.01.88.– М.: Минавтопром СССР, 1988. – 64 с.

47. Патент 3743361 США, МКИ В 60 Т 8/10. Anti-skid system and method/ George Vieth, Jr (США); Diamond Squared Industries. Inc., Phoenix. 3.07.73.

48. Пантаев Н. Ф., Дианов В.Г. Основы теории автоматического регулирования и авторегуляторы - 2-е изд.- М. : Недра, 1970. - 368 с. : ил.

49. Петрушов В.А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха.– М.:ТОРУС ПРЕСС, 2008. – 352 с.: ил.

50. Петров В.А. Противоблокировочные системы и их алгоритмы функционирования.- Автомобильная промышленность, 1979, №7, с. 20-24.

51. Петров В.А. Теоретические основы разработки антиблокировочных систем.- Автомобильная промышленность, 1984, №2, с. 14-16.

52. Петров Б.Н., Рутковский В.Ю., Крутова И.Н., Земляков С.Д. Принципы построения и проектирования самонастраивающихся систем управления.– М.:Машиностроение, 1972. – 260 с.

53. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме.– Омск.: Зап.-Сиб. книжн. изд., 1973. – 184 с.

54. Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальных процессов..– 4-е изд. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1983. – 392 с.

55. Правила № 13. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения.E/ECE/505.5, TRANS.

56. Правила № 13Н. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения.E/ECE/505.5, TRANS.

57. Приложение 10 к Правилам № 13. Распределение торможения между осями транспортных средств и условия совместимости транспортного средства-тягача и прицепа.E/ECE/505.5, TRANS.

58. Приложение 13 к Правилам № 13. Предписания касающиеся испытаний тормозных систем, оборудованных антиблокировочными устройствами . TRANS/Sc. 1/P.29/CRF/3.

59. Радченко С.Г. Методология регрессионного анализа: Монография.— К.: «Корнийчук», 2011. — С. 376.

60. Румшиский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента.– М.: Наука, 1971. – 192 с.

61. Рябоконь Ю.А., Петров М.А. Боковые силы на автомобильнм колесе в реальных условиях качения/ В сб. Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин.– Омск: Западно-сибирское книжное издательство, Омское отделение, 1973. – 155 с.

62. Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. Исследование процесса торможения автомобиля с АБС.- Журнал автомобильных инженеров, 2015, №8, 2015. № 1 (90). С. 16-19.

63. Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. К синтезу системы распределения тормозных усилий автомобиля.- Автомобильная промышленность, 2015, №8, с. 13-16.

64. Рязанцев В.А., Ахметшин А.М. Метод повышения эффективности тормозного управления колесных машин.- Автомобильная промышленность, 2017, №7, с. 17-20.

65. Симаков В.С., Луценко Е.В. Адаптивное управление сложными системами на основе распознавания образов.– Краснодар: Кубанский гос. Технол. Ун-т, 1999. – 318 с.

66. Сун Цзянь Оптимальное управление в одной нелинейной системе. Автомат. и телемех., 1960, том 21, выпуск 1, 3–14

67. Сун Цзянь Синтез управляющей части оптимальной по быстродействию следящей системы. Автоматика и телемеханика, т. XX, № 3, 1959.

68. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин/ Смирнов Г.А. .– М.: Машиностроение , 1990. – 352 с.

69. Соцков Д.А. Метод расчета регулятора тормозных сил .– Владимир: Владимирский политехнический институт, 1977. – 36 с.

70. Стивенс Род Алгоритмы. Теория и практическое применение.– М.: Издательство «Э», 2016. – 544 с.

71. Феофанов Ю.А. Исследование некоторых путей достижения регулирования тормозных сил на осях грузового автомобиля с пневматическим тормозным приводом. Дис. к.т.н.: 05.05.03./М.:МАМИ, 1978. 179с

72. Филипс Г. Дифференциальные уравнения:Пер. с англ./ Под ред. А.Я. Хинчина. Изд. 6-е.-М.:Издательство ЛКИ, 2017.-112 с.

73. Фрадков А.Л. Адаптивное управление в сложных системах:беспоисковые методы А.Л. Фрадков..- М.:Наука,1990, 296с.

74. Фрумкин А.К. Регуляторы тормозных сил и антиблокировочные системы.- М.: МАДИ, 1981. 58с.

75. Фрумкин А.К., Каландаров А.Х., Анализ различных принципов работы устройств управления ПБС.- М., 1977. - 10 с. Деп. в НИИ-Навтопром, №229-77.

76. Фрумкин А.К., Липай В.В. Аналитическое исследование торможения автомобильного колеса с АБС.- Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин. - Омск: ОмПИ, 1979. с.41-52.

77. Чудаков Д.А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении.– М.: Машгиз, 1952. – 128 с.

78. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля / Чудаков Д.А.– М.: Издательство сельскохозяйственной литературы, журналов и плакатов, 1962. – 312 с.

79. Чудаков Д.А. Теория автомобиля.– М.: МАШГИЗ, 1950. -343с.

80. Эльясберг П.Е. Определение движения по результатам измерений. Изд.2.– М.: URSS. 2011. 416 с.

81. Юрц А.Э. Исследование факторов, определяющих оптимальное регулирование тормозных сил в заднем контуре гидростатического привода тормозов автомобиля: Дис. к.т.н.: 05.05.03./М., 1980. 179с.

82. Aref M. A. Soliman, Mina M.S. Kaldas An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles . SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016

83. Armstrong-Helouvry B. Control of machines with friction. - MA.: Kluwer, 1991.

84. Burckhardt M. Erfahrungen bei der Konzeption und Entwicklung des Mercedes-Benz/ Bosch - Anti-Blockier-Sysstems (ABS)// Automobiltechnische Zeitschrift. 1979. Bd. 81, Nr.5. s. 201-208.

85. Burckhardt M., Glasner von Ostenwall E.-C., Krohn H. Molichkeiten und Grenzen von Antyblockiersystemen/ Automobiltechnische Zeitschrift. 1975. Bd. 77, Nr.1. s. 13-18.

86. Edited by Giampiero Mastinu and Manfred Ploechl Road and off-Road Vehicle System dynamics Handbook, 2014 by Taylor & Francis Group, LLC

87. Chendi Sun and Xiaofei Pei Development of ABS ECU with Hardware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016

88. Edoardo Sabbioni, Federico Cheli and vincenzo d'alessandro Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench . SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016

89. Farthad Assadian Mixed H_∞ and Fuzzy Logic Controllers for the Automobile ABS. SAE 2001 World Congress Detroit, Michigan March 5-8, 2001

90. Fling R. and Fenton R. A Describing-Function Approach to Antiskid Design, IEEE Transactions on Ve-hicular Technology, Vol. VT-30, No. 3, 1981, pp. 134-144.

91. Hart P. M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.

92. https://matlab.ru/products/real-time-windows-target

93. https://www.dspace.com/en/pub/home/products/hw/micautob.cfm

94. https://www.mathworks.com/products/simulink-desktop-real-time.html

95. https://www.mathworks.com/products/simulink.html

96. Kamm W., Huber L. Einrad Modellversuche Furungskraft zwischen Rad und Fahrbahn bei Antrieb und Bremsung//Forschungsbericht vom Institut Kraftfahrwesen. Stuttgart,1934.

97. Kamm W., Huber L. Dietz O. Die Seitenfuhrungskraft des gummibereiften Rades bei Autrieb und Bremsung. Deutsche Kraftfahrtforschung. Zwischenbericht. № 100.-1941.

98. Kurt M. Marshek, Jerry F. Cuderman II, Mark J. Johnson Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles – Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force . SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4-7, 2002

99. Lister R. Retention of directional control when braking. - SAE Preprints, s.a. №650092, p.223.

100. Maier M. and Muller K. The New and Compact ABS Unit for Passenger Cars, SAE Paper No.950757, 1996.

101. Mijasaki N., Fukumoto M., Sogo Y. Antilock Brake System (M-ABS) based on the friction coefficient between the wheel and the road surface. SAE Technical paper series. 1990, Nr. 900207. p. 101–110.

102. Mauricio Blanco Infantini, Eduardo Perondi, Ney Francisco Ferreira DEVELOPMENT OF AN ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM MODEL . XIV Congresso e Exposição Internacionais da Tecnologia da Mobilidade São Paulo, Brasil 22 a 24 de novembro de 2005

103. N. Cesario, F. Taglialatela, M. Lavorgna Adaptive Control Strategies for Electro-Mechanical Brakes . 25th Annual Brake Colloquium & Exhibition Orlando, Florida October 7-10, 2007

104. Pacejka H.B. Lateral Dynamics of Road Vehicles. Vehicle System Dynamics. 1987.

105. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. SAE.: N SAE0013, 2005. – 620 p.

106. Seongho Choi, Jinkoo Lee, Inyong Hwang New Generation ABS Using Linear Flow Control and Motor Speed Control . SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016

107. Shantanu Mishra, Praveen Pachauri and Sudhanshu Pal Modeling of Tractional Stability Control System Based on Integrated Anti-Lock Braking System (ABS) and Weight Transfer Mechanism for Stabilizing Cornering Maneuver . SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016

108. Sohel Anwar, Behrouz Ashrafi A Predictive Control Algorithm for an Anti-Lock Braking System. SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4-7, 2002

109. Song J., Kim H. and Boo K. A study on an Anti-Lock Braking System Controller and Rear-Wheel Controller to Enhance Vehicle Lateral Stability, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 221 No. 7, 2007, pp. 777787.

110. Technical Technical Customer Documentation for ABS/ESP 0265K30566 Version 1, 2015, 101 p.

111. Ulsoy A.G. and Peng H. Vehicle Control Systems, Lecture Notes, ME 568, 1997.

112. Wellstead P.E. and Pettit N.B.O.L. Analysis and Redesign of an Antilock Brake System Controller, IEE Proceedings Control Theory Applications, Vol. 144, No. 5, 1997, pp. 413-426.

113. Yoneda S., Naitoh Y. and Kigoshi H. Rear Brake Lock-Up Control System of Mitsubishi Starion, SAE Paper, Washington, 1983.

114. Yongping Hou and Yongling Sun Fuzzy Slide Mode Control Method for ABS . SAE World Congress Detroit, Michigan March 8-11, 2004

115. Zanten A., Erhardt R., Pfaff G. An Introduction to Modern Vehicle Design /Edited by Julian Happian-Smith. Reed Educational and Professional Publishing Ltd 2002, 600 p.

116. Zanten A., Erhardt R., Pfaff G. FRD- die Fahrdynamilregelung von Bosch . Automobiltechnische Zeitschrift. 1994. Bd. 96, Nr. 11. p. 674-689.

Приложение А

Исследование допущения о том, что кузов автомобиля является твердым телом, имеющим продольную плоскость симметрии, а масса кузова сосредоточена в центре подрессоренных масс и находится в продольной плоскости симметрии обосновывается при анализе решений для эквивалентой трехмассовой расчетной схемы (рис. А.1). Такая схема используется для исследования автомобиля как колебательной системы.

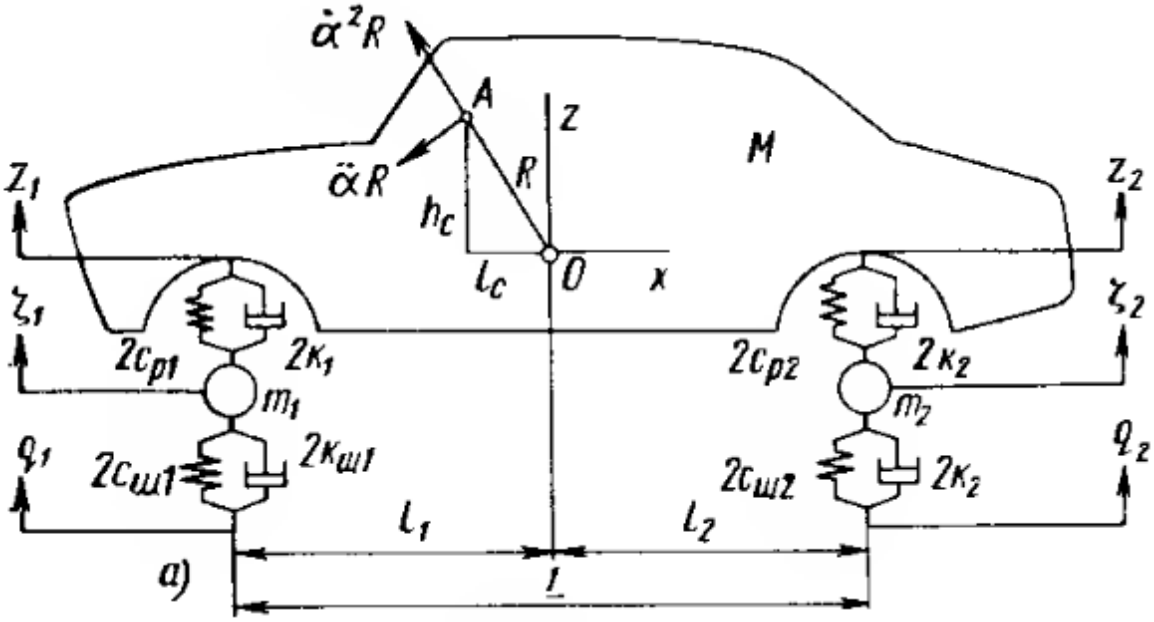


Рисунок А.1 — Эквивалентная трехмассовая система, служащая для описания вертикальных колебаний

Используя работы Р.В. Ротенберга, уравнения трехмассовой математической модели объекта «автомобиль-колесо-дорога» с учетом систем подрессоривания имеют вид:

$$\begin{cases} M_1\ddot{z}_1 + 2k_1\dot{z}_1 + 2c_{p1}z_1 + M_3\ddot{z}_2 - 2k_1\dot{\zeta}_1 - 2c_{p1}\zeta_1 = F_1 \\ M_1\ddot{z}_2 + 2k_2\dot{z}_2 + 2c_{p2}z_2 + M_3\ddot{z}_1 - 2k_2\dot{\zeta}_2 - 2c_{p2}\zeta_2 = F_2 \\ m_1\ddot{\zeta}_1 + 2(k_1 + k_{\text{ш}1})\dot{\zeta}_1 + 2(c_{p1} + c_{\text{ш}1})\zeta_1 - 2k_1\dot{z}_1 - 2c_{p1}z_1 = 0 \\ \ddot{\zeta}_2 + 2(k_2 + k_{\text{ш}2})\dot{\zeta}_2 + 2(c_{p2} + c_{\text{ш}2})\zeta_2 - 2k_2\dot{z}_2 - 2c_{p2}z_2 = 0, \end{cases} \tag{А.1}$$

где M_1 - подрессоренная масса приходящаяся на переднюю ось; M_2 - подрессоренная масса приходящаяся на заднюю ось; M_3 - сумма неподрессоренных масс; m_1 - неподрессоренная масса передней оси; m_2 - неподрессоренная масса задней оси; c_{p1} - жесткость упругих элементов передней оси; c_{p2} - жесткость упругих элементов задней оси; k_1 - коэффициент сопротивления передней оси; k_2 - коэффициент сопротивления задней оси; $c_{ш1}$ - жесткость шины передней оси; $c_{ш2}$ - жесткость шины задней оси; $k_{ш1}$ - коэффициент сопротивления шины передней оси; $k_{ш2}$ - коэффициент сопротивления шины задней оси;

Для исследования системы А.1 введем новые переменные: $z_1 = x_1; \dot{z}_1 = x_2; z_2 = x_3; \dot{z}_2 = x_4; \zeta_1 = x_5; \dot{\zeta}_1 = x_6; \zeta_2 = x_7; \dot{\zeta}_2 = x_8$. Первое уравнение в системе (А.1) умножим на $-\frac{M_1}{M_3}$, сложим его со вторым. Затем умножим первое уравнение в системе (А.1) на $-\frac{M_3}{M_1}$ и сложим его со вторым, то с учетом новых переменных получим:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + a_{23}x_3 + a_{24}x_4 + a_{25}x_5 + a_{26}x_6 + a_{27}x_7 + a_{28}x_8 \\ \dot{x}_3 = x_4 \\ \dot{x}_4 = a_{41}x_1 + a_{42}x_2 + a_{43}x_3 + a_{44}x_4 + a_{45}x_5 + a_{46}x_6 + a_{47}x_7 + a_{48}x_8 \\ \dot{x}_5 = x_6 \\ \dot{x}_6 = a_{61}x_1 + a_{62}x_2 + a_{65}x_5 + a_{66}x_6 \\ \dot{x}_7 = x_8 \\ \dot{x}_8 = a_{83}x_3 + a_{84}x_4 + a_{87}x_7 + a_{88}x_8 \end{cases} \tag{А.2}$$

Таким образом трехмассовая модель выражается системой линейных дифференциальных уравнений. Исследование такой модели удобно проводить методом частотного анализа.

Результаты которого (рис. А.2) дают следующие выводы: на частоте в 2.5Гц амплитуда падает в 2 раза, а в рабочем диапазоне АБС падение амплитуды происходит более чем в 10 раз.

Анализ фазового сдвига

Для удобства анализа будем рассматривать одиночное колесо с упругим шасси на которое действуе сила, эквивалентная схема представлена на рис. А.3.

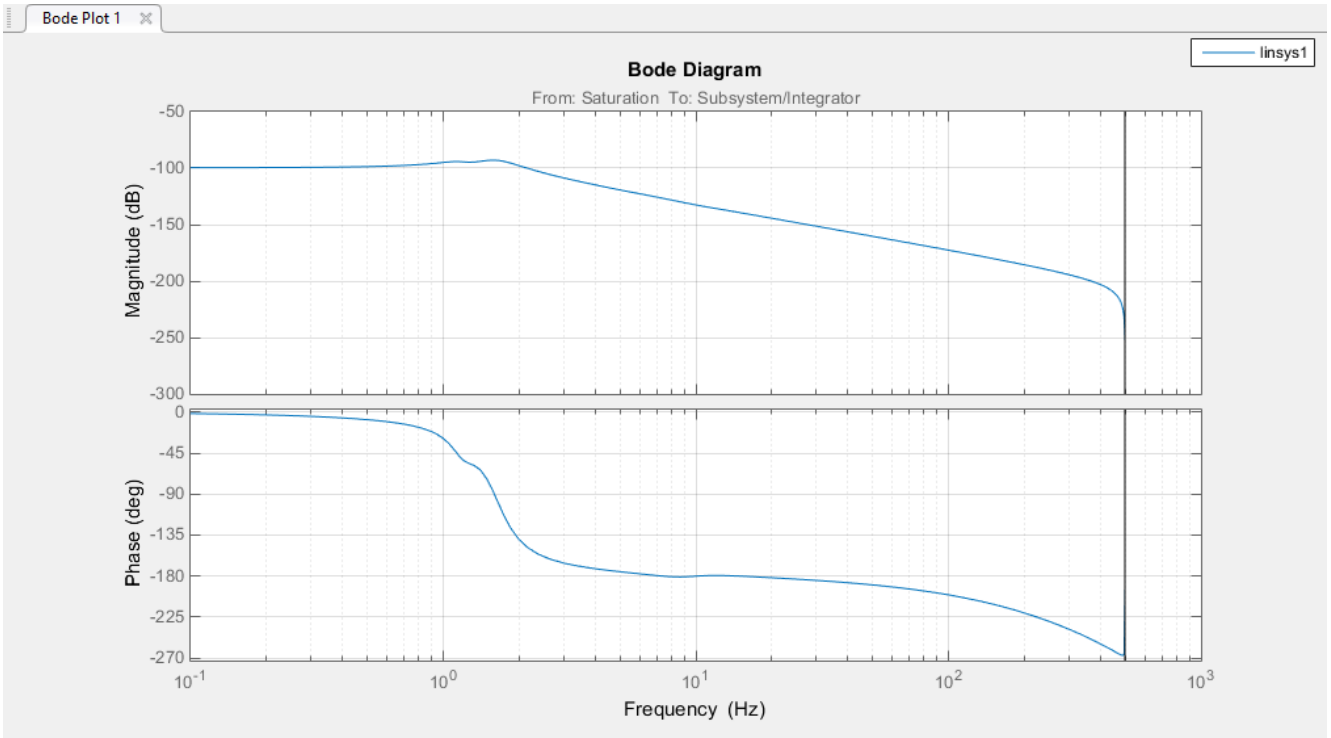


Рисунок А.2 — Переходный процесс гидропривода:
1 - характеристика модели; 2- характеристика привода.

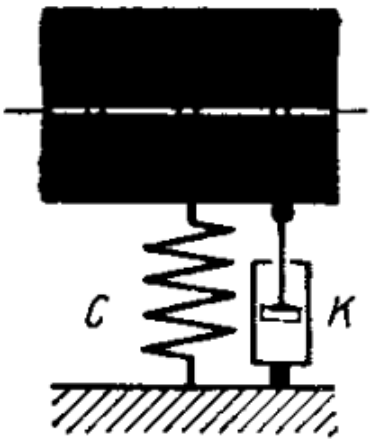


Рисунок А.3 — Эквивалентная одномассовая система, служащая для описания вертикальных колебаний

Уравнение математической модели для такой схемы имеет вид:

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = F, \tag{A.3}$$

где m - подрессоренная масса; c - жесткость упругого элемента; k - коэффициент сопротивления; F - внешнее возмущение.

Решением уравнения (А.3) будет служить функция:

$$z = \varphi(t, z(0), \dot{z}(0)) \tag{A.4}$$

Подставляя решение (А.4) в уравнение (А.3) получается тождество, и сила воздействия, в рассматриваемом примере сила инерции при торможении, пропорциональна в каждый момент времени силам возникающим от сжатия пружины, демпфирования амортизатора и сил инерции относительного движения подресоренных и неподрессореных масс. На рис. А.4 представлены результаты решения.

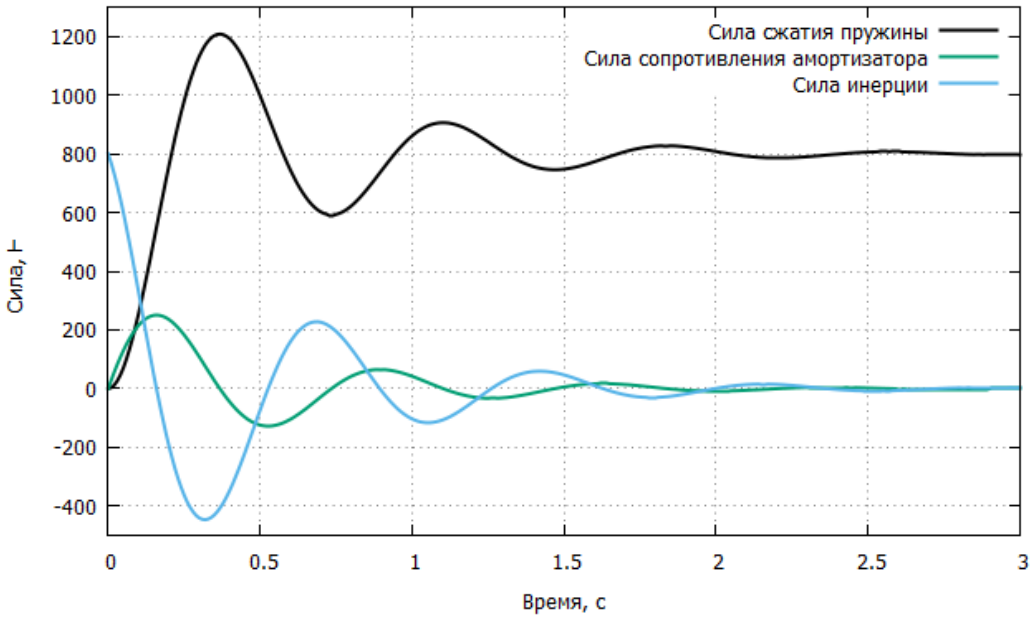


Рисунок А.4 — Функции сил для эквивалентная одномассовой системы

Приложение Б

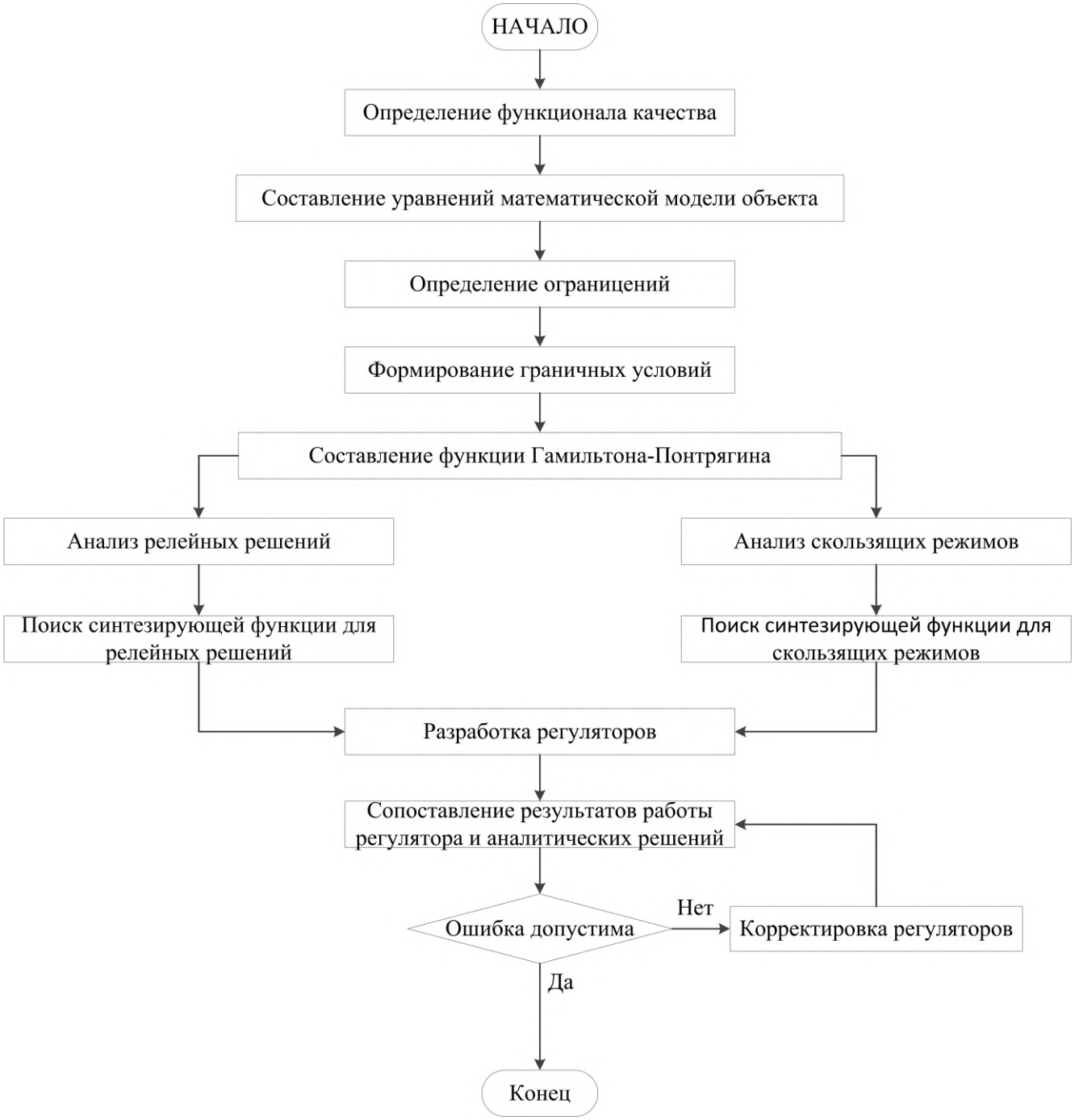


Рисунок Б.1 — Алгоритм разработки управления

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального директора
по науке ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»
доктор технических наук, профессор

_____ С.В. Бахмутов
12 _ 02 _ 2019 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов диссертационной работы Рязанцева В.А.
«Метод совершенствования управления антиблокировочной системой автомобиля при индивидуальном регулировании тормозных механизмов»,
выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук
по специальности 05.05.03 – колесные и гусеничные машины

Комиссия в составе: председателя – доктора технических наук, профессора, заслуженного машиностроителя РФ Гируцкого О.И., членов – кандидата технических наук Ендачева Д.В., кандидата технических наук Кичжи А.С. составила настоящий акт о том, что результаты теоретических и экспериментальных исследований диссертационной работы Рязанцева В.А., а именно:

– метод расчета контура управления АБС с индивидуальным регулированием, сформированный с учетом перераспределения вертикальных реакций при взаимном влиянии осей автомобиля через взаимодействие колес с опорной поверхностью;

– расчетно-имитационный комплекс, разработанный в программной среде MATLAB Simulimk с пространственной моделью автомобиля, позволяющий применить технологию виртуально-физического моделирования и использовать в расчете данные измеренные непосредственно с автомобиля или гидравлического стенда;

– математические модели объекта управления «автомобиль-колесо-дорога», обеспечивающие их непосредственное использование в алгоритмах, предназначенных для блоков управления;

используются в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» при разработке, исследовании и проведении доводочных работ тормозных систем автомобилей.

Полученные в работе теоретические результаты позволяют определить пути совершенствования тормозного управления автомобилей, дающие возможность на этапе проведения доводочных работ и в процессе проектирования алгоритмов антиблокировочной системы получать информацию об оптимальных циклах антиблокировочного регулирования в режиме реального времени.

Председатель комиссии: О.И. Гируцкий

Член комиссии: Д.В. Ендачев

Член комиссии: А.С. Кичжи

УТВЕРЖДАЮ
Первый проректор –
проректор по учебной работе
МГТУ им. Н.Э. Баумана
_____ Б.В. Падалкин
«18» ____02____ 2019 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы Рязанцева В.А. в учебный процесс
по направлениям подготовки специалистов 23.05.01 - Наземные транспортно-технологические средства и 23.05.02 - Транспортные средства специального назначения

Материалы диссертационной работы «Метод совершенствования управления антиблокировочной системой автомобиля при индивидуальном регулировании тормозных механизмов», выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины» сотрудником ФГУП «НАМИ» Рязанцевым В.А., используются в учебном процессе на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана по дисциплинам:

– «Моделирование систем транспортных средств»;

– «Динамика транспортных средств».

К используемым результатам теоретических и экспериментальных исследований относятся:

– метод определения закона управления для контура АБС с гидрообъёмными приводом, где учтено взаимное влияние колёс каждой оси через перераспределение вертикальных реакций и взаимодействие колёс с опорной поверхностью;

– расчётно-имитационный комплекс, который разработан в программном пакете Matlab Simulink, содержащий пространственную математическую модель автомобиля с гидрообъёмным приводом рабочих тормозных механизмов и контуром АБС. Расчётно-имитационный комплекс включает эмпирическую зависимость давления в тормозных механизмах от объёма поступающей тормозной жидкости.

Настоящий акт составлен комиссией в составе: председателя – заведующего кафедрой «Колесные машины», д.т.н., профессора Котиева Г.О, д.т.н., профессора Жилейкина М.М., к.т.н., доцента Косицына Б.Б.

Председатель комиссии:
заведующий кафедрой «Колесные машины»
д.т.н., профессор — Котиев Г.О.

Члены комиссии:

д.т.н., профессор — Жилейкин М.М.

к.т.н., доцент — Косицын Б.Б.