

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ, МОЛОДЕЖИ И СПОРТА
УКРАИНЫ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»



В.В. Процив

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОГО ПОЕЗДА
НА ЗАДАННОМ УЧАСТКЕ ПУТИ**

Монография

Днепропетровск
НГУ
2011

УДК 622.625.28

ББК 33.16

П84

Рекомендовано до друку вченою радою ДВНЗ «Національний гірничий університет» (протокол № 5 від 11 квітня 2011 р.)

Рецензенти:

С.Є. Блохін, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри будівельної, теоретичної та прикладної механіки ДВНЗ «Національний гірничий університет»;

В.В. Скалозуб, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри інформаційних комп'ютерних технологій ДВНЗ «Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна».

Проців, В.В.

П84 Моделювання гальмування шахтного потягу на заданій ділянці рейкової колії: монографія [Текст] / В.В. Проців . – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 208 с. – Рос. мовою.

ISBN 978–966–350–283–0

Розглянуто особливості гальмування шахтного потягу з важким шарнірно-зчленованим локомотивом на заданій ділянці рейкової колії гальмівними приладами, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса і рейки (колісно-колодковими, дисковими осьовими й трансмісійними гальмами, а також шляхом динамічного гальмування тяговим двигуном).

Для спеціалістів, що працюють у сфері шахтного рейкового транспорту, співробітників вищих навчальних закладів, науково-дослідних і проектно-конструкторських інститутів, а також для студентів машинобудівних і гірничих спеціальностей.

Рассмотрены особенности торможения шахтного поезда с тяжелым шарнирно-сочлененным локомотивом на заданном участке рельсового пути тормозными устройствами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса и рельса (колесно-колодочными, дисковыми осевыми и трансмиссионными тормозами, а также динамического торможения тяговым двигателем).

Для специалистов, работающих в сфере шахтного рельсового транспорта, сотрудников высших учебных заведений, научно-исследовательских и проектно-конструкторских институтов, а также для студентов машиностроительных и горных специальностей.

Іл. 49. Бібліогр.: 195 назв.

УДК 622.625.28

ББК 33.16

© В.В. Проців, 2011

ISBN 978–966–350–283–0 © ДНВЗ «Національний гірничий університет», 2011

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
РАЗДЕЛ 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ШАХТНОГО РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА.....	6
1.1. Общие сведения	6
1.2. Тормозные устройства, реализующие тормозную силу в контакте колеса и рельса.....	7
1.3. Влияние неровностей и загрязненности рельсового пути на тормозную силу шахтного локомотива.....	13
РАЗДЕЛ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЖЕНИЯ ЛОКОМОТИВА УСТРОЙСТВАМИ, РЕАЛИЗУЮЩИМИ ТОРМОЗНУЮ СИЛУ В ТОЧКЕ КОНТАКТА КОЛЕСА И РЕЛЬСА.....	18
2.1. Анализ механических связей в расчетной схеме динамической модели размещения шахтного поезда на рельсовом пути.....	18
2.2. Динамическая модель шахтного шарнирно-сочлененного локомотива, реализующего тормозную силу в контакте колеса и рельса	21
2.3. Определение сил сопротивления движению и направляющих усилий шахтного шарнирно-сочлененного локомотива при торможении	48
2.4. Сравнительные исследования колесно-колодочных тормозов различной конструкции на шахтном локомотиве	58
2.5. Определение преимуществ дисковых осевых и трансмиссионных тормозов на шахтном локомотиве.....	66
2.6. Моделирование торможения шахтного локомотива на прямой тормозными устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе	70
2.7. Проверка адекватности динамической модели положениям классической механики.....	77
2.8. Признаки перехода локомотива в юз при торможении устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе.....	87
РАЗДЕЛ 3. ВЛИЯНИЕ НЕРОВНОСТЕЙ И ЗАГРЯЗНЕННОСТИ РЕЛЬСОВОГО ПУТИ НА ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЖЕНИЯ ПОЕЗДА	98
3.1. Определение динамических добавок к нормальным реакциям рельсов от локальных и систематических несовершенств шахтного рельсового пути....	98
3.2. Влияние систематических неровностей пути при торможении устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе	102
3.3. Влияние локальных неровностей пути при торможении устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе	110
3.4. Влияние загрязненности рельсового пути на торможение устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе.....	119
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	124
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	126
Приложение А.....	139
Приложение Б	205

ВВЕДЕНИЕ

Дальнейший рост производительности труда на горных предприятиях возможен только при возрастании грузопотока, который может быть увеличен за счет использования тяжелых многоосных шарнирно-сочлененных локомотивов, а также массы и скорости движения груженых составов. Поскольку современные локомотивы обладают достаточным запасом по тяге, но имеют существенные ограничения по тормозным характеристикам, то увеличение эффективности перевозок подземным рельсовым транспортом должно идти, в том числе, путем совершенствования тормозных устройств новых и модернизируемых шахтных локомотивов.

Современные локомотивы должны быть тяжелыми (сцепная масса 10 и более тонн), а по условиям вписывания в кривые малого радиуса наиболее целесообразной можно считать шарнирно-сочлененную их компоновку. Эта тенденция является ведущей в мировом шахтном локомотивостроении. Кроме того, локомотивы должны иметь многократное резервирование тормозных устройств и использовать тормозные системы различных видов, прежде всего, реализующих тормозную силу в контакте колеса и рельса. Для тормозных устройств этого вида (с ограниченным фрикционным моментом), каковыми являются колесно-колодочные, дисковые осевые и трансмиссионные тормоза, а также динамическое (реостатное) торможение тяговыми двигателями, огромное значение имеют специфические условия эксплуатации шахтных локомотивов. Это – наличие различного вида загрязнений дорожек катания рельсов, формирующих низкий коэффициент сцепления колес с рельсами, плохое качество укладки и поддержания шахтных рельсовых путей, агрессивные рудничные воды, высокая влажность и запыленность шахтной атмосферы.

К сожалению, указанные выше особенности шахтного рельсового транспорта не позволяют применить на шахтных локомотивах результаты исследований процесса торможения магистрального, коммунального и даже промышленного железнодорожного транспорта. Применяемые там системы автоматического слежения за рациональным использованием сцепных характеристик локомотивов при тяге и торможении не могут быть автоматически перенесены на шахтный рельсовый транспорт по нескольким причинам. Прежде всего, из-за отсутствия тормозных устройств на прицепной части рудничных поездов (состав вагонеток), существенно меньших нагрузок на оси локомотивов, а также из-за неприменимости пневмосистем на шахтном подвижном составе из соображений безопасности (наличие метана в шахтной атмосфере).

Тормозной путь, который проходит шахтный поезд в случае экстренного торможения, зависит от конструкции тормозных устройств, уклона и загрязненности рельсового пути, массы и скорости движения состава груженых вагонеток перед началом торможения. Применяемые в конструкции шахтных шарнирно-сочлененных локомотивов тормозные устройства могут использоваться как в отдельности, так и совместно. Исследования, направленные на определение рациональных параметров колесно-колодочных, дисковых осевых и трансмиссионных тормозов, изучение динамики элементов привода и ходовой части тяговых сек-

ций локомотива в процессе торможения будут способствовать повышению безопасности движения и увеличению производительности шахтного рельсового транспорта, а в целом – развитию горнодобывающей промышленности Украины.

Хотя на шахтных локомотивах устанавливают и рельсовые тормоза, настоящее исследование посвящено только тормозным устройствам, тормозной момент которых трансформируется в тормозную силу в точке контакта колеса и рельса.

Моделирование процесса торможения построено на составлении уравнений Лагранжа второго рода, решаемых численно в математическом программном комплексе Wolfram Mathematica 7.

Книга предназначена для инженерных и научных работников, занимающихся вопросами шахтного рельсового транспорта, а также студентов высших учебных заведений горного профиля.

РАЗДЕЛ 1

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ШАХТНОГО РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА

1.1. Общие сведения

Увеличение объемов добычи полезных ископаемых требует применения современных технических средств для выемки и транспортировки их по подземным горным выработкам. Важнейшее значение при этом отводится безопасным способам работы и использованию оборудования, которое, обладая высокой производительностью, способно обеспечить снижение производственного травматизма и исключить несчастные случаи со смертельным исходом.

Наиболее широко на шахтах Украины применяются аккумуляторные и контактные электровозы постоянного тока. Они являются основным транспортным средством на откаточных выработках рудников и угольных и шахт. Локомотивная откатка на угольных шахтах выполняет перевозки около 70 %, а на подземных рудниках – почти 100 % грузопотока. Это объясняется тем, что при значительном расстоянии транспортирования целесообразно применять именно локомотивный транспорт в отличие от конвейерного, эффективного при сравнительно небольшой протяженности магистральных выработок с постоянно высоким грузопотоком [156]. Среди достоинств шахтных локомотивов универсальность, экономичность, простота, достаточная надежность и возможность применения для перевозки людей. К недостаткам можно отнести низкие тягово-тормозные характеристики при использовании локомотивной откатки на грязных рельсовых путях, особенно на участках со значительным продольным уклоном, что ограничивает производительность внутришахтного транспорта по скорости движения и массе прицепной части поезда.

Реализация сил тяги и торможения в точке контакта колеса и рельса ограничена специфическими факторами. Среди них низкий коэффициент сцепления колес с рельсами, принимающий в зависимости от степени загрязненности дорожек катания рельсов угольной и рудной пылью, а также агрессивными шахтными водами значения в диапазоне от 0,08 до 0,21 (в работах [72, 133, 173, 178] указан диапазон от 0,7 до 0,24), непостоянство геометрических параметров пути в плане и профиле, а так же наличие на нем систематических и локальных несовершенств. Влияет также низкий технический уровень применяемых в Украине шахтных локомотивов, большинство из которых разрабатывалось в 60-70 годы прошлого столетия. Тем не менее, совершенствование различных тормозных устройств, исследование свойств новых материалов и конструктивных решений, улучшающих тормозные характеристики существующих и проектируемых локомотивов, не прекращались. Они касались колесно-колодочных и дисковых тормозов, а также реализации тягово-тормозных сил во фрикционной паре колесо-рельс.

По данным МакНИИ на шахтах Украины суммарная длина выработок с уклоном рельсового пути от 6 до 40 ‰ составляет 35 % всей протяженности откаточных выработок. До недавнего времени отечественные шахтные электрово-

зы оборудовались только колесно-колодочными тормозами с ручным приводом, имеющим сравнительно большое время срабатывания. Поэтому развивать максимальную предусмотренную технической характеристикой скорость они не могли, прежде всего, из-за ограничений по длине тормозного пути при экстренном торможении, который в соответствии с требованиями безопасности [93, 163] для состава груженых вагонеток на преобладающем уклоне не должен превышать 40 м, а при перевозке людей – 20 м. Кроме того, из-за сложности конструкции, трудностей при эксплуатации и в связи с отсутствием экономической целесообразности, в рудничных поездах средства торможения устанавливаются только на локомотивах.

Для экономии электроэнергии на шахтах и рудниках порожние вагонетки (более легкие) локомотив транспортирует в гору, а груженный поезд движется по уклону вниз. Поэтому его максимальные масса и скорость движения обычно определяются исходя не из тяговых характеристик локомотива и расчета нагрева обмоток двигателя, а по условиям обеспечения требуемого правилами безопасности тормозного пути при экстренном торможении на спуске. Это равноценно уменьшению производительности локомотивной откатки от 15 до 30 % [49, 179].

Торможение шахтного локомотива обычно осуществляется за счет тормозного момента, создаваемого в кинематической цепи тяговый двигатель – колесо и реализуемого в точке контакта колеса с рельсом. В этом случае используются механические средства торможения (колодочные и дисковые тормоза) или сам тяговый двигатель. Возникающая при этом сила торможения не может превышать некоторое максимально возможное значение, определяемое характеристикой сцепления колеса с рельсом [133].

1.2. Тормозные устройства, реализующие тормозную силу в контакте колеса и рельса

Удобным, эффективным и наиболее распространенным видом служебного торможения есть электродинамическое (реостатное) торможение тяговыми двигателями. При этом двигатели превращаются в генераторы и тормозной момент, возникающий на валу двигателя, реализуется на дорожке катания колес в виде тормозной силы. Достоинством такого вида торможения является отсутствие дополнительных механических устройств и невозможность блокирования колес электровоза (отсутствие юза) [164]. К недостаткам следует отнести невозможность полной остановки поезда и удержания его заторможенным на уклонах. Обычно электродинамическое торможение используется совместно с другими видами тормозов, применяемыми для окончательной остановки поезда [93].

Главным недостатком торможения тяговым двигателем есть несоответствие требованиям безопасности в связи с приложением тормозного момента к элементам трансмиссии, поскольку выход их строя (разрушение) прервет передачу тормозного момента к колесу.

В настоящее время на рудничных локомотивах в качестве служебного тормозного устройства широко используются колесно-колодочные [22] и дисковые тормоза [16, 80].

Колесно-колодочный тормоз имеет сравнительно простую конструкцию и достаточно высокую надежность действия [132, 157, 158, 164]. В колесно-колодочных тормозах шахтных локомотивов обычно в качестве исполнительного органа используется тормозная колодка, при взаимодействии которой с колесом происходит рассеивание кинетической энергии поезда. Колесно-колодочные тормоза могут быть односторонними или двусторонними. При двустороннем торможении уменьшается давление на буксы, снижается усилие нажатия на колодки и улучшается тепловой режим тормоза, но существенно усложняется конструкция.

Тормозные колодки располагают ниже оси симметрии колес таким образом, чтобы угол между осями колодки и рычага составлял 90° [177]. Рабочая поверхность колодки прилегает к поверхности бандажа или только по кругу катания, или с обхватом гребня колеса. В последнем случае уменьшается износ и увеличивается срок службы колодки, но возможно образование термических трещин в гребнях колес.

Чаще всего в колесно-колодочном тормозе используются чугунные тормозные колодки, существенным недостатком которых является увеличение коэффициента трения (до 0,35 из фосфористого чугуна) с уменьшением скорости [40, 41, 44, 91, 152]. Несмотря на многочисленные исследования их фрикционно-тормозных свойств, результаты которых описаны в работах [42, 51, 55, 124], указанный недостаток пока не устранен. Применение специальных регуляторов для стабилизации тормозного момента не получило широкого распространения из-за низкой надежности и дороговизны последних [79]. Тормозные колодки из композиционных материалов имеют мало зависящий от скорости коэффициент трения (до 0,55 из металлокерамики) и обладают существенно большей износостойкостью по сравнению с чугунными колодками [52, 91]. Тем не менее, они не эффективны на рельсовом транспорте шахт со скоростью движения составов до 5 м/с [155] ввиду малой тормозной силы и обладают низкой теплопроводностью [86], что при длительном торможении приводит к локальному нагреву верхнего слоя колесного бандажа до температуры от 600 до 700 °С [153].

С целью совершенствования характеристик чугунных тормозных колодок были разработаны их новые конструкции, сравнительный анализ которых приведен в работах [10, 35, 125–127]. Для постоянства силы прижатия тормозной колодки к колесу при силовом замыкании может использоваться упругий элемент, давление жидкости и т.д. [58, 173]. В последнее время стали применять секционные тормозные колодки, позволяющие обеспечить стабильную и равномерно распределенную силу прижатия и от 10 до 15 % уменьшить тормозной путь поезда [146]. Исследованию колесно-колодочного тормоза шахтных локомотивов с секционной тормозной колодкой, обоснованию и выбору его рациональных параметров посвящена работа [161].

Привод к колодкам колесно-колодочного тормоза может быть ручным, пневматическим и гидравлическим [164, 173]. Ручной привод позволяет длительное время создавать постоянный по величине тормозной момент. Тормоза всех локомотивов оборудованы ручным приводом из-за необходимости продолжительного затормаживания на стоянке и приводятся в действие посредством махо-

вика, расположенного в кабине машиниста. Зазор между колодками и бандажом регулируется винтовыми стяжками (фаркопами) с правой и левой резьбой.

Основным недостатком ручного привода является его значительное время срабатывания, что приводит к существенному удлинению тормозного пути, поэтому предпринимались попытки механизировать его работу. Чаще всего применяют пневматический и гидравлический приводы, реже электрический, который в шахтах опасных по газу и пыли приобретает значительные габариты из-за высоких требований к взрывозащищенности оборудования.

Пневматический привод может быть прямого и непрямого действия. На отечественных электровозах применяется система прямого действия. Достоинства пневмопривода – небольшое время срабатывания, удобное управление, возможность снабжения пневмоэнергией ряда вспомогательных устройств (привод песочницы, сигнал и т.д.). Недостатки – потребность в большом свободном объеме для размещения оборудования привода, дополнительный расход энергии тяговой батареи аккумуляторных электровозов на приведение в действие компрессора, взрывоопасность в условиях шахт, опасных по газу и пыли, что связано с использованием в качестве рабочей среды воздуха рудничной атмосферы.

В гидравлическом приводе давление может создаваться либо с помощью мускульной силы человека, либо электронасосом. К достоинствам гидропривода можно отнести его небольшие размеры, сравнительно невысокую стоимость и взрывобезопасность.

Главными достоинствами колесно-колодочного тормоза есть простота конструкции и соответствие требованиям безопасности в части преобразования тормозного момента в тормозную силу непосредственно на колесе.

К основным недостаткам колесно-колодочных тормозов можно отнести зависимость коэффициента трения колодки о колесо от скорости движения и состояния рельсового пути; дополнительный износ колесных бандажей; необходимость больших зазоров между колодкой и бандажом в расторможенном состоянии, что увеличивает время срабатывания тормоза; возможность блокирования колесных осей при торможении на малых скоростях, что приводит к переходу в режим юза и образованию лысок (ползунов) на поверхности катания колес, вызывающих дополнительные динамические нагрузки на подвижной состав и рельсовый путь.

Дисковые тормоза на отечественных шахтных локомотивах стали применять сравнительно недавно [80, 173]. Следует отметить, что они не имеют недостатков колесно-колодочных тормозов. Износ трущихся элементов у них от 2 до 3 раз меньше [175]. Дисковые тормоза создают более стабильный тормозной момент, что обусловлено применением тормозных накладок колодок из неметаллических материалов. Дисковый тормоз имеет меньшее время срабатывания, чем колесно-колодочный за счет возможности установки минимальных зазоров между рабочими элементами тормоза (беззазорный привод колодок). Такой тормоз может быть размещен как на валу двигателя, так и на оси колесной пары, а так же на промежуточных элементах трансмиссии [150, 151].

Дисковые тормоза, получившие широкое распространение на транспорте и в стационарных подъемных установках, относятся к группе тормозов с осе-

вым нажатием [5, 45, 128, 136, 137, 138, 165]. В тормозах этой группы для получения тормозного момента необходимо прикладывать силу, действующую вдоль оси тормозного вала.

В зависимости от конструкции дисковые тормоза содержат рабочие элементы в виде целых дисков или отдельных сегментных колодок и имеют коэффициент перекрытия (отношение поверхности трения, перекрытой фрикционным материалом, ко всей поверхности трения металлического диска) либо близкий к единице, либо значительно меньше единицы. В первом случае фрикционные накладки выполняются в виде сплошного кольца, составленного из отдельных секторов. Такие тормоза называют многодисковыми. Во втором случае фрикционные накладки выполняются в виде кольцевого сектора, кругового сегмента, и т. д. Тормоза такого типа называют дисково-колодочными [4, 5].

Основным недостатком многодисковых тормозов является плохой теплоотвод с поверхности трения, так как тепло, образующееся при трении, отводится от металлического диска в основном через его цилиндрическую поверхность, которая имеет сравнительно небольшую площадь, поэтому такие тормоза часто работают в масляной ванне. У дисково-колодочных основная часть поверхности тормозного диска в процессе торможения не контактирует с фрикционным материалом и отдает тепло воздуху, свободно ее обветривающему. Улучшение теплоотдачи существенно увеличивает долговечность элементов фрикционной пары, повышает стабильность работы и надежность тормозного устройства, позволяет реализовывать более высокие тормозные моменты.

В дисковых тормозах проблема высоких температур на поверхности дисков решается их конструктивным исполнением. Для улучшения отвода тепла применяют вентилируемые диски (с внутренними радиальными каналами и др.). В работе [78] описаны результаты испытаний дисковых тормозов, показывающие, что за счет принудительного воздушного потока температура нагрева полого диска меньше температуры нагрева сплошного диска на 30 %. Это увеличивает долговечность фрикционного материала почти в три раза. Именно вентилируемые дисковые тормоза нашли широкое применение на скоростном магистральном железнодорожном транспорте и вагонах метро. С целью улучшения теплоотвода, условий смазки, удаления продуктов износа на поверхности дисков делают каналы (кольцевые, концентрические, радиальные, спиралевидные и др.), хотя такие каналы способствуют увеличению износа фрикционного материала накладки тормозной колодки. В работах [71, 73] достаточно хорошо изучен тепловой режим невентилируемого дисково-колодочного тормоза шахтного локомотива и доказано, что он соответствует требованиям безопасности, предъявляемым к оборудованию, работающему в условиях шахт, опасных по угольной пыли и газу.

Дисково-колодочные тормоза более просты конструктивно и тепловой режим у них существенно лучше, чем у многодисковых. Поэтому они получили особо широкое распространение в автомобилестроении и на железнодорожном транспорте. Кроме того, дисково-колодочные тормоза имеют меньшую величину момента инерции тормозного диска по сравнению с моментом инерции тормозного шкива колодочных или ленточных тормозов [83]. Давле-

ние трущихся поверхностей дисково-колодочного тормоза распределяется более равномерно, что обеспечивает равномерность износа фрикционных материалов, возможность применения автоматической компенсации износа и облегчает регулировку тормоза.

При механическом приводе дисково-колодочного тормоза для обеспечения равномерного давления на диск обеих колодок применяется либо плавающий диск, имеющий возможность осевого перемещения при замыкании тормоза, либо шарнирно размещенная самоустанавливающаяся скоба с закрепленными на ней колодками, которая может перемещаться в направлении, перпендикулярном диску. При гидравлическом приводе с этой целью применяются тормоза уравновешенного типа с тормозными цилиндрами, соединенными между собой трубопроводами и расположенными друг против друга с разных сторон диска [23].

Из-за малой площади контакта повышается давление фрикционных накладок на диск, что способствует увеличению нагрева и износа фрикционных материалов [169, 171, 176]. Исследования, описанные в работах [78, 190] показали, что при одинаковых габаритах дисково-колодочные тормоза могут рассеивать большую мощность без нагрева накладок колодок свыше допустимого значения, по сравнению с барабанно-колодочными. Максимальная установившаяся температура при периодических торможениях у дисковых тормозов ниже, чем у барабанно-колодочных и достигается за меньший промежуток времени [45]. Нашли применение дисковые тормоза с многосекторным диском из двух чередующихся материалов и фрикционными накладками тормозных колодок в виде кольцевого сектора [72, 84]. Отношение разности коэффициентов трения для двух пар материалов диска и фрикционных накладок к их сумме в этом случае должно быть от 0,1 до 0,15. При пульсирующем тормозном моменте путь, проходимый локомотивом во время торможения, будет меньше, чем при постоянном тормозном моменте [70]. С целью компенсации износа трущихся поверхностей в дисковых тормозах часто применяют различного рода системы автоматического регулирования величины отхода колодок от тормозного диска с фрикционными накладками [11].

Для изготовления тормозного диска обычно используют серый чугун, чугун с шаровидным графитом, модифицированный чугун или малоуглеродистую сталь. При изготовлении накладок тормозных колодок наиболее часто применяют асбофрикционные и металлокерамические фрикционные материалы [4, 190]. Асбофрикционные материалы по способу изготовления подразделяют на тканые, формованные, пресованные и вальцованные. Металлокерамические фрикционные материалы, не имеющие в своем составе органических веществ, обладают высокой износостойкостью и стабильностью коэффициента трения. Они подразделяются на материалы на медной основе и материалы на железной основе.

Надежность и долговечность дисковых тормозов зависит от метода крепления накладок колодок. При конструировании крепления стремятся к увеличению площади контакта и улучшению прилегания поверхностей. Это вытекает

из обобщенного закона трения [51, 129, 170] о росте коэффициента трения при увеличении фактической площади контакта и неизменной внешней нагрузке.

Колодки из жестких фрикционных материалов обычно имеют возможность самоустанавливаться. Это достигается креплением фрикционных накладок к гибким подвижным элементам или вставкой их в специальные гнезда со свободной посадкой. Крепление обычно осуществляется посредством приклеивания латунными или алюминиевыми заклепками. Клеевое крепление накладок встречается реже ввиду более сложной технологии, но является перспективным. При клеевом креплении отсутствуют отверстия под заклепки, что увеличивает рабочую поверхность и жесткость накладок, уменьшает вероятность их растрескивания. Срок службы приклеенных накладок почти в два раза больше, чем приклепанных [4].

Известны конструкции дисково-колодочных тормозов с самоусилителем при вращении диска в одну или обе стороны [78]. Используются также конструкции, позволяющие уменьшить вибрации в плоскости, перпендикулярной плоскости тормозного диска, за счет присоединения к периферийной поверхности демпфирующего элемента, имеющего частоту собственных колебаний, отличную от частоты колебаний диска [5].

Дисковые тормоза обладают рядом несомненных достоинств [4]. Это, прежде всего, возможность получения значительно большей поверхности трения, чем у колодочных тормозов при одинаковых габаритах; относительная легкость защиты дисков и колодок от пыли, грязи, влаги; уравнивание тормоза из-за отсутствия сил, действующих перпендикулярно оси вращения; сцепление трущихся элементов по плоской поверхности, что обеспечивает более равномерный износ фрикционного материала, чем у волсно-колодочных тормозов; расширение трущихся элементов дискового тормоза в осевом направлении при нагреве в процессе работы, что не влияет на качество прилегания тормозных накладок; значительно большая эффективность по сравнению с другими типами тормозов при сокращении габаритных размеров; независимость величины тормозного момента от направления оси вращения диска; постоянство усиливающего эффекта дискового тормоза с усилителем независимо от степени износа фрикционного материала.

Ограничение прикладываемого тормозного усилия обусловлено характеристиками сцепления фрикционной пары колесо-рельс. Совместное включение динамического торможения двигателем, использование дисковых тормозов, расположенных в трансмиссии и на оси колесной пары, а также колесно-колодочного тормоза на существующих локомотивах может привести к блокированию колес и срыву сцепления, поскольку приведенные к колесу тормозные моменты указанных тормозов суммируются. Поэтому Правилами эксплуатации подвижного состава такое комбинирование обычно запрещается. Конструкторы и эксплуатационники вынуждены ограничивать максимальный тормозной момент, приведенный к колесам локомотива, исходя из наихудших условий сцепления колеса и рельса (загрязненности рельсовых путей), которые могут возникнуть на участке пути с наибольшим разрешенным уклоном до 50 ‰ [163].

1.3. Влияние неровностей и загрязненности рельсового пути на тормозную силу шахтного локомотива

Тормозная сила, реализуемая устройствами с ограниченным фрикционным моментом (колесно-колодочными и дисковыми тормозами, а также при торможении тяговым двигателем) в значительной мере зависит от качества рельсовой колеи, по которой движется локомотив. Существенное влияние имеют несовершенства пути, а также фрикционные характеристики пар трения колесо – рельс [57].

Главной особенностью шахтного рельсового пути есть узкоколейность и малая величина балластного слоя или его полное отсутствие [109]. Хотя нормативами укладки пути [25] предусмотрена подсыпка из щебня или гравия толщиной 500 мм, в балласт укладывают любой имеющийся материал, чаще всего это вмещающие породы, физико-механические свойства которых не соответствуют функции балластного основания рельсового пути. К тому же толщина подсыпки обычно незначительна и определяется только задачами выравнивания подошвы горной выработки. На временных путях балласт отсутствует вообще. Кроме того, подвижность горных пород во времени изменяет геометрические параметры рельсового пути, что требует регулярного наблюдения и своевременного ремонта.

Характерными отступлениями от нормативов (несовершенствами) являются увеличенные межшпальные расстояния, отсутствие шпальных подкладок, неправильно выполненная подуклонка рельсов, плохое состояние стыков и стрелочных переводов, локальные прогибы рельсовых нитей.

Значительные проблемы для рельсовых тормозов создают уширения колеи, износ поверхностей катания и бандажей колес. Правилами безопасности допускается уширение пути на 4 мм и сужение на 2 мм против номинальной ширины рельсовой колеи, а «Типовыми решениями по безопасной перевозке людей и грузов в выработках с уклоном от 0,005 до 0,050» [163] допускается уширение рельсовой колеи на 10 мм и сужение на 2 мм при номинальных значениях ширины колесной пары 890 и 590 мм (соответственно для колеи 900 и 600 мм). Реальное уширение рельсовой колеи [89] равно семи- и даже восьми-кратным значениям допусков, предусмотренных правилами безопасности, что составляет до 32 мм.

Чаще всего рельсовые стыки имеют вертикальные ступеньки и проседания. Длина рельсов, опускаемых в шахту под клетью зависит от размеров ствольных сооружений, и обычно составляет от 4 до 6 м. Для экономии рельсов используют даже короткие их обрезки, что увеличивает общее количество рельсовых стыков до 45 штук на 100 м пути (на обоих рельсах), а сами стыки часто расположены вне шпал. При этом из-за неудовлетворительной фиксации концов рельсов относительно друг друга (по причине недостатка накладок и болтовых соединений), они со временем деформируются под действием ударных нагрузок от колес движущегося подвижного состава и приобретают изгиб профиля радиусом от 10 м до 70 м.

Из-за нарушений периодичности укладки шпал и проседания балластного слоя пути образуются сравнительно короткие (до 3 м) локальные прогибы рельсовых нитей, радиус кривизны которых составляет от 30 м до 70 м. Помимо этого из-за неточности укладки пути и неравномерного вспучивания подошвы горной выработки появляется длинная синусоидальная неровность длиной от 5 до 10 м и высотой до 1,5 мм. Единичные длинные и короткие, систематические и локальные несовершенства пути создают помехи и при формировании тормозной силы колесами [24].

В значительной мере параметры торможения и динамика трансмиссии шахтного локомотива определяются сцеплением колес с рельсами и конструктивными особенностями подвески ходовой части [8, 9, 36, 43, 96–104, 110, 172, 180, 181]. Тормозная сила под воздействием статических и динамических факторов приобретает статистический характер [21, 32, 87, 167], возникающий в результате фрикционного взаимодействия колеса и рельса [6, 7, 39, 166].

Многочисленные исследования сцепления колеса с рельсом как физического явления породили несколько гипотез о формировании силы сцепления в различных режимах качения колеса по рельсу [38, 54, 61, 133, 182, 183, 184]. Значения коэффициента сцепления определялись с учетом состояния поверхностей фрикционной пары [62, 139, 141, 143, 147], физических свойств материалов, скорости движения, геометрии бандажей железнодорожных колес и профиля пути, нормальной реакции рельса под колесом [18, 50], а затем использовались для эксплуатационных расчетов [9, 75, 90, 131, 187–191]. Детально изучалось влияние параметров ходовой части и свойств подвески шахтного локомотива на силу сцепления и тягово-тормозные характеристики [12, 15, 47, 95, 104, 106, 110, 135]. В работе [27] предложено улучшить тягово-тормозные характеристики шахтного локомотива за счет применения упругого буксового узла, включающего резино-металлические элементы.

Наиболее распространенной на сегодняшний день есть гипотеза, согласно которой сила сцепления колеса с рельсом возникает при проскальзывании колеса относительно рельса во время качения. Так же, как и сила трения, она зависит от процессов, происходящих в поверхностных слоях контактирующих тел [65, 74, 194, 195] и является результатом механического взаимодействия (деформации микрорельефа соприкасающихся поверхностей) и межмолекулярного притяжения на площадке контакта колеса и рельса, обусловленных большой нормальной нагрузкой [29]. На опорной поверхности, возникающей за счет взаимной деформации колеса и рельса и имеющей форму эллипса, одновременно существуют зоны сцепления и упругого скольжения [3, 39]. Упругое скольжение, называемое также неполным скольжением, псевдоскольжением или крипом [63, 182], образуется вследствие сдвига поверхностного слоя бандажа и рельса и приводит к тому, что геометрический центр колеса проходит путь, не равный пути, вычисленному исходя из угловой скорости и радиуса колеса за одно и то же время.

С увеличением тормозного момента на колесе тормозная сила растет до своего максимально возможного значения пропорционально величине упругого скольжения [33]. Если тормозной момент становится выше допустимого, проис-

ходит срыв сцепления, в результате которого скольжение перестает быть только упругим, тогда появляется геометрическое скольжение (трение скольжения), а тормозная сила резко падает. Это связано с уменьшением продолжительности контакта материалов колеса и рельса, что приводит к снижению молекулярной составляющей силы трения. В итоге колесо может быть заблокировано приложенным тормозным моментом и перейдет в режим юза, когда в точке контакта колеса и рельса возникает только трение скольжения. При этом из-за интенсивного износа на колесе образуются лыски (ползуны). Чтобы избежать опасного движения юзом [46] необходимо не допускать приложения тормозного момента, большего максимально допустимого по срыву сцепления (ограничение по фрикционному моменту) на колесе, а если это произошло, то необходимо резко уменьшить тормозной момент до возобновления качения.

Теоретические и экспериментальные исследования взаимодействия поверхностей колеса и рельса в зоне фрикционного контакта [17, 18, 53, 77, 192, 193] показали, что качение колеса по рельсу без скольжения не бывает, это всегда представляет собой процесс качения – проскальзывание.

Повышение силы сцепления возможно путем увеличения коэффициента сцепления или силы прижатия колес к рельсам. Экспериментально установлено [131, 164], что определяющее влияние на величину коэффициента сцепления оказывает состояние поверхностей рельсового пути. Коэффициент сцепления может быть повышен за счет посыпки рельсов высоко фрикционным материалом (например, песком). Все отечественные шахтные локомотивы оборудуются песочницами для дистанционной подачи песка в область контакта колеса и рельса, однако из-за слеживаемости и высокой гигроскопичности обычного песка они оказываются малоэффективными и не работают на наиболее тяжелых участках шахтного пути [156].

Можно повысить коэффициент сцепления, применяя футерование колесных бандажей материалом, имеющим высокий коэффициент сцепления со сталью. Для футеровки применяют резину, полиуретан или чугун с высокой поверхностной твердостью [34, 145, 174, 185, 186]. При этом резко возрастает коэффициент сопротивления движению и уменьшается допустимая нагрузка на ось [145]. Обеспечение большей силы прижатия колес к рельсам путем повышения сцепной массы локомотива увеличивает бесполезно перевозимый груз, ухудшает динамические характеристики трансмиссии и приводит к накоплению остаточных деформаций в элементах рельсового пути, способствующих его разрушению [164].

Описанные в литературе исследования по определению зависимости коэффициента сцепления ψ (отношение силы тяги или торможения оси к нормальной статической нагрузке на ось) от относительного скольжения ε (отношение скорости скольжения колеса к линейной скорости его движения) в зависимости от состояния рельсового пути выполнялись для режима тяги, а затем их результаты автоматически переносились на режим торможения [164]. Его принимают равным от 0,08 для покрытых угольно-породной грязью рельсов до 0,21 на посыпанных песком. На сухих чистых рельсах коэффициент сцепления

равен 0,17, а на чистых мокрых – только 0,13 (влага служит смазкой и уменьшает сцепление).

В режиме торможения относительное скольжение (по определению) может изменяться от практически нуля (при выбеге) до единицы (или 100 %) при юзе (колеса не вращаются, но локомотив движется), которое возникает из-за блокирования колес излишне большим тормозным моментом. При этом относительное скольжение в режиме торможения имеет положительный знак, а не отрицательный, как считали некоторые исследователи [72]. Отрицательное скольжение возможно только при буксовании (или буксовании, как принято говорить у железнодорожников) в режиме тяги, когда колеса вращаются, а локомотив стоит или движется. При этом относительное скольжение может быть и более 100 %.

Обычно максимальный коэффициент сцепления стального колеса по стальному рельсу может быть реализован при относительном скольжении около 1,5 %. Некоторые исследователи [37, 38, 133, 164] считают, что нормальным коэффициентом сцепления на железнодорожных путях и в шахтных условиях можно считать коэффициент сцепления, развиваемый колесом и при относительном скольжении от 2 до 8 %.

При торможении тяговыми двигателями дается рекомендация повышать значение расчетного коэффициента сцепления на 10 %. Для улучшения тормозных характеристик предложено применять не только подсыпку песка под колеса, но и очищать рельсы от грязи, промывая их чистой водой или водой с различными добавками.

Процесс взаимодействия колеса с рельсом при наличии промежуточной среды, оказывающей весьма значительное влияние на коэффициент сцепления [64, 72, 134], в настоящее время изучен недостаточно. В работе [142] исследован случай, когда коэффициент сцепления и силы сопротивления качению принимают средние значения и применима вязкопластическая модель промежуточной среды, описываемая уравнениями Шведова – Бингама, характеризуемая кинематической вязкостью и предельными напряжениями сдвига. Показано, что несущая способность вязкопластической среды может уменьшить коэффициент сцепления до величины внутреннего трения среды. Дается рекомендация по максимальной нормальной нагрузке на колесо в тяговом режиме, которая должна составлять 10 кН для угольной и 8 кН для рудничной пыли на рельсе при скорости движения 4 м/с. Для тяжелых шахтных и рудничных локомотивов сцепной весом до 140 кН такие ограничения неприемлемы.

Применялось так же уравнения Навье – Стокса в полярной системе координат [59] с использованием метода взвешенных невязок в виде поточечной коллокации. Установлено, что при изменении абсолютной величины относительного скольжения от 5 до 20 % отношение увеличения относительной подъемной силы промежуточной среды к увеличению относительной силы вязкого сопротивления, обусловленное наличием промежуточной среды, по сравнению со значениями этих величин при свободном качении колеса по рельсу возрастает в 5,6 раза, что способствует уменьшению коэффициента сцепления. При наличии промежуточной среды абсолютное значение относительного скольжения целесообразно ограничивать величиной 8,5 %. Такой подход [72] оказался более точ-

ным, поэтому может быть использован для решения задач, связанных с взаимным проскальзыванием тел при наличии промежуточной среды между ними.

В литературе по железнодорожному транспорту появились сведения о наличии у характеристики сцепления двух ярко выраженных максимумов, что пока не подтверждено для шахтных условий. Первый из рассматриваемых максимумов характеристики, соответствующий крайне незначительному (от 0,5 до 2,0 %) относительному скольжению колесных пар, отмечался исследователями [36, 168] как единственный еще в самом начале проведения широких экспериментов по изучению этого явления. Величина скольжения, соответствующая максимуму сцепления, была названа «критической», а условия ее существования (качественные и количественные характеристики при сравнительно чистых рельсах) достаточно полно интерпретировались теорией пластических деформаций, рассматривающей внутреннее напряженное состояние в колесе и рельсе в окрестностях поверхности их касания. Однако в реальных условиях эксплуатации участки с сухими и чистыми рельсами, где уровень сцепления колес с рельсами достаточно высок и стабилен, как правило, чередуются с участками, характеризующимися большей или меньшей загрязненностью.

Наличие загрязнений на поверхности рельсов существенно меняет течение процесса реализации имеющегося уровня сцепления. С ухудшением условий сцепления величина критического скольжения возрастает от 10 до 12 % и выше. Характеристика сцепления смещается вправо, становится более пологой, ее максимум значительно менее ярко выражен, а по абсолютной величине существенно уступает фиксируемому на чистых рельсах. Причина этого, скорее всего, кроется в необходимости приложения дополнительной энергии для разрушения поверхностных загрязнений на рельсах, которые препятствуют тесному контакту поверхностей колеса и рельса. Некоторым исследователям при использовании быстродействующей аппаратуры удавалось фиксировать наличие второго максимума силы сцепления при значениях скольжения, намного превышающих критическое [19, 168].

Значительная часть рельсовых загрязнений находится в аморфном состоянии. Загрязнения представляют собой полидисперсную систему, средняя толщина которой примерно в десять раз превышает наиболее вероятные размеры частиц. Именно эти поверхностные слои в зоне контакта во многом определяют сцепление колеса с рельсом, обуславливая наличие второго максимума характеристики сцепления при скольжении до 10 % и даже до 25 % [60] на рельсах умеренной загрязненности. В настоящее время существование двух максимумов на характеристике сцепления является практически общепризнанным в теории сцепления.

РАЗДЕЛ 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЖЕНИЯ ЛОКОМОТИВА УСТРОЙСТВАМИ, РЕАЛИЗУЮЩИМИ ТОРМОЗНУЮ СИЛУ В ТОЧКЕ КОНТАКТА КОЛЕСА И РЕЛЬСА

2.1. Анализ механических связей в расчетной схеме динамической модели размещения шахтного поезда на рельсовом пути

При построении трехмерной динамической модели шахтного шарнирно-сочлененного локомотива, движущегося по участку реального шахтного пути, имеющему искривления в плане и профиле, а также систематические и локальные (длинные и короткие) несовершенства, наиболее подходящим можно считать подход, основанный на составлении уравнений Лагранжа второго рода [14, 30, 56, 88, 94, 149, 159]. Однако он базируется на предположении, что все связи в системе являются голономными. Если с определенной вероятностью предположить, что это так, то мы получим расчетную схему размещения локомотива на рельсовом пути в режиме выбега (без тяги и торможения), приведенную на рис. 2.1. Здесь обозначены только массы, линейные жесткости и коэффициенты линейной диссипации. Моменты инерции (в том числе элементов привода и трансмиссии), а также крутильные жесткости и коэффициенты крутильной диссипации условно не показаны.

Хотя в реальных сцепных устройствах шахтных локомотивов присутствуют зазоры, вызывающие ударные нагрузки на рамы второй тяговой секции локомотива и первой вагонетки прицепной части поезда, в режиме торможения (сцепка сжата) эту связь с высокой степенью точности можно считать голономной, а массу состава вагонеток m_c присоединенной к локомотиву упруго-диссипативной связью (с параметрами c_c и β_c). Масса средней секции локомотива разделена пополам между тяговыми секциями $m_k/2$, а ее рама представлена в виде упругого стержня с параметрами c_k и β_k . К рамам двух тяговых секций с массами m_i при помощи упруго-диссипативных элементов вертикальной (с параметрами c_z и β_z) и горизонтальной (с параметрами c_x и β_x , c_y и β_y) подвески присоединены по четыре колеса с массами m_{inj} . Приведенные к колесу массы рельсового пути в вертикальной m_{oz} и в горизонтальной m_{oy} плоскостях присоединены к неподвижному основанию пути при помощи вертикальных (с параметрами c_{oz} и β_{oz}) и горизонтальных (с параметрами c_{oy} и β_{oy}) упруго-диссипативных связей.

Упруго-диссипативные связи между колесами и рельсами как вертикальные (они обозначены упруго-диссипативными параметрами $c_{кол}$ и $\beta_{кол}$), так и горизонтальные (соответственно $c_{у кол}$ и $\beta_{у кол}$) приняты голономными. Поскольку контактная жесткость колес значительно больше (более чем на два по-

рядка) жесткости вертикальной подвески колес на раме тяговой секции c_z и вертикальной жесткости рельсового пути c_{oz} , приведенной к колесу, то ею можно было бы пренебречь.

Однако в общем случае связи колес с рельсами есть односторонние и неголономные как в вертикальной плоскости (поскольку качение сопровождается скольжением), так и в горизонтальной (поскольку присутствует поперечное скольжение). Поэтому такая расчетная схема не может быть корректно описана уравнениями Лагранжа. Но если разбить ее на две части, – верхнюю 1 (собственно локомотив), и нижнюю 2 (рельсовый путь), как это показано на рис. 2.1, то мы сможем составить две системы уравнений Лагранжа второго рода, связанные по границе взаимодействия колес с рельсами. В этом случае отбрасываемая, например, рельсовый путь, мы должны заменить его воздействие на локомотив реакциями рельсов, действующих на колеса локомотива в вертикальной и горизонтальной плоскостях по принципу Д’Аламбера.

Эти же силы, но с противоположным знаком, по первому закону Ньютона будут воздействовать на рельсы со стороны колес локомотива и выступать обобщенными силами при решении системы 2 (для рельсового пути). Таким образом, обе системы уравнений можно решать совместно с одинаковыми начальными условиями, при этом силы взаимодействия колес с рельсами будут не внутренними, а внешними для каждой из указанных систем. Поэтому, разбивая задачу на две, получим обобщенные координаты для каждой из них, – и для локомотива (табл. 2.1) и для рельсового пути (табл. 2.2), где учтены также угловые координаты тяговых двигателей, выходных валов осевых редукторов и колес локомотива с полуосями.

Таблица 2.1

Выбор обобщенных координат уравнений динамики поезда

Главные направления перемещений	Обобщенные координаты	Число степеней свободы
x	$x_i, x_{inj}, \varphi_{it}, \varphi_{in}, \varphi_{inj}, x_c, z_c, y_c$	27
z	$z_i, z_{inj}, \theta_i, \varphi_i, \psi_i, \psi_{in}$	20
y	y_i, y_{in}	6
	Всего	53

Таблица 2.2

Выбор обобщенных координат уравнений динамики рельсового пути

Главные направления перемещений	Обобщенные координаты	Число степеней свободы
z	$z_{o inj}$	8
y	$y_{o inj}$	8
	Всего	16

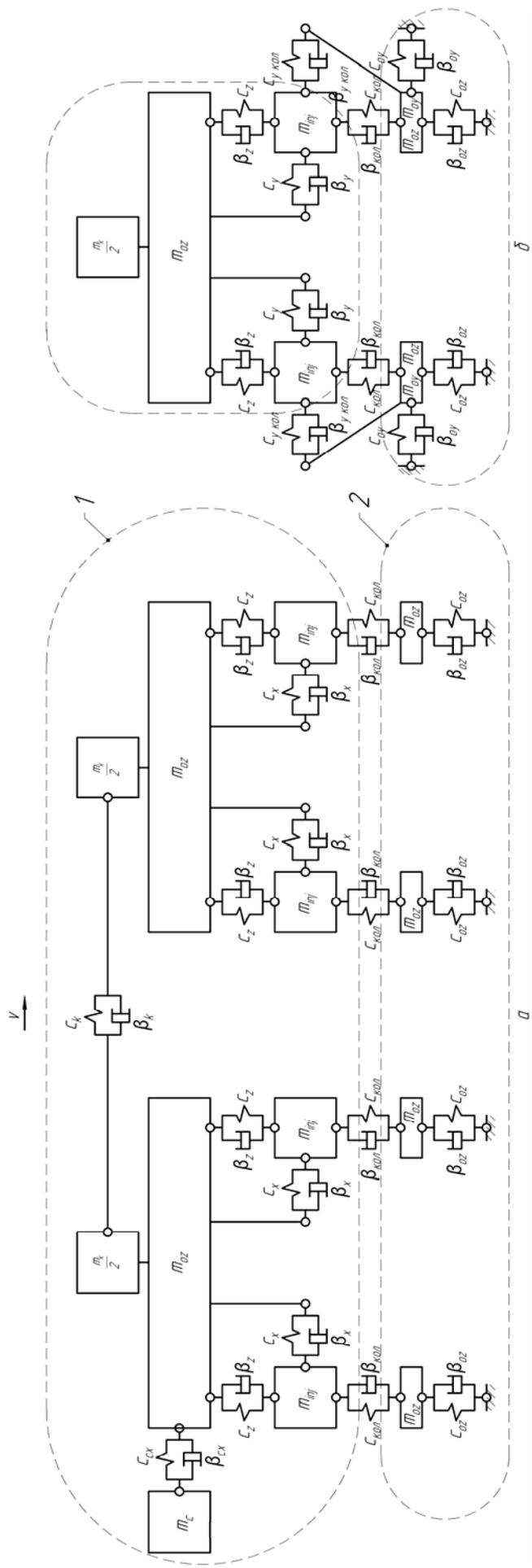


Рис. 2.1.1. Расчетная схема шарнирно-сочлененного локомотива с голономными связями:

a – вид спереди; *б* – вид слева

В результате, в общем случае неголономные связи между колесом и рельсом могут быть заменены по принципу Д'Аламбера-Лагранжа их реакциями на каждую систему таким образом, что траектория движения освобожденной системы останется неизменной в пространстве и во времени [154]. При этом компоненты реакций связей представляют собой меры Лебега-Стилтьеса. Полученные реакции необходимы для определения обобщенных сил в уравнении Лагранжа второго рода, описывающего динамическую модель шарнирно-сочлененного локомотива с составом вагонеток на участке реального шахтного рельсового пути [112, 122].

Суммарная система будет включать следующие обобщенные координаты (табл. 2.3) обеих систем.

Таблица 2.3

Выбор обобщенных координат уравнений динамики шахтного поезда на рельсовом пути

Главные направления перемещений	Обобщенные координаты	Число степеней свободы
x	$x_i, x_{inj}, \varphi_{it}, \varphi_{in}, \varphi_{inj}, x_c, z_c, y_c$	27
z	$z_i, z_{inj}, z_{oinj}, \theta_i, \varphi_i, \psi_i, \psi_{in}$	28
y	y_i, y_{in}, y_{oinj}	14
	Всего	69

2.2. Динамическая модель шахтного шарнирно-сочлененного локомотива, реализующего тормозную силу в контакте колеса и рельса

При торможении шахтных и рудничных локомотивов наиболее широко применяется торможение с использованием тормозной силы в точке контакта колеса с рельсом. Для этого используют колесно-колодочные тормоза, дисковые осевые (расположенные на оси колесной пары) и трансмиссионные (на валу тягового двигателя), а также динамическое торможение двигателем. Определение динамических параметров двухосного шахтного локомотива [26, 28, 76, 140] в режиме тяги выполнялось и ранее [68], но в режиме торможения это делалось только для одноосной модели при торможении дисковыми или колесно-колодочными тормозами [70, 72, 160]. Наиболее перспективным из ныне существующих шахтных локомотивов есть шарнирно-сочлененный электровоз Э10 [105, 121, 123], оснащенный всеми перечисленными выше системами торможения.

Модернизированный шарнирно-сочлененный кабельный электровоз Э10, имеет многократное резервирование тормозных систем за счет установки на нем нескольких параллельно работающих тормозов различных типов, реализующих тормозную силу в точках контакта колес с рельсами. На валу приводного электродвигателя 1 ходовой тележки (рис. 2.2) тяговой секции расположен трансмиссионный дисковый тормоз 2. Осевые дисковые тормоза 3 установлены

на колесных парах, а колесно-колодочные тормоза 4 на каждом колесе локомотива. Расчетная схема торможения локомотива Э10 с составом груженых вагонеток на рельсовом пути приведена на рис. 2.3.

К сцепке второй по ходу движения тяговой секции 1 через упруго-диссипативные связи присоединен состав груженых вагонеток. Средняя секция 2, рама которой принята в виде упруго-диссипативного стержня, работающего на сжатие, соединяет ее с первой тяговой секцией 3. Колеса с полуосями и зубчатое колесо второй ступени осевого редуктора (с приведенными к нему массами и моментами инерции остальных элементов трансмиссии) вращаются вокруг собственных осей.

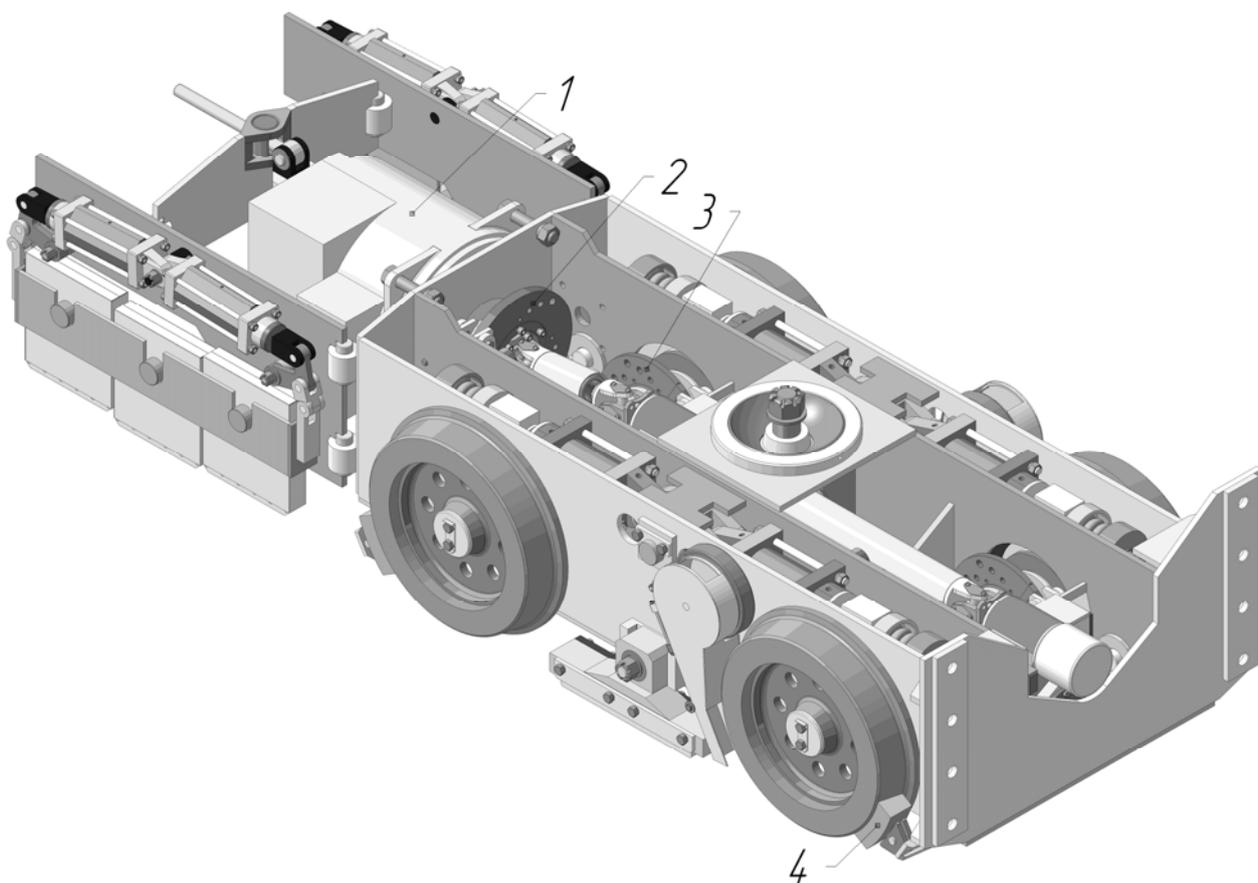


Рис. 2.2. Ходовая тележка локомотива Э10

Короткий карданный вал в тяговых секциях, соединяющий вал тягового двигателя с осевым редуктором ближайшей колесной пары, а также длинный карданный вал, соединяющий первый осевой редуктор с осевым редуктором второй колесной пары, представлены в виде упруго диссипативных связей, работающих на кручение.

Здесь и далее для обозначения переменных приняты следующие основные нижние индексы, определяющие принадлежность переменной к объекту математической модели:

k – к средней секции;

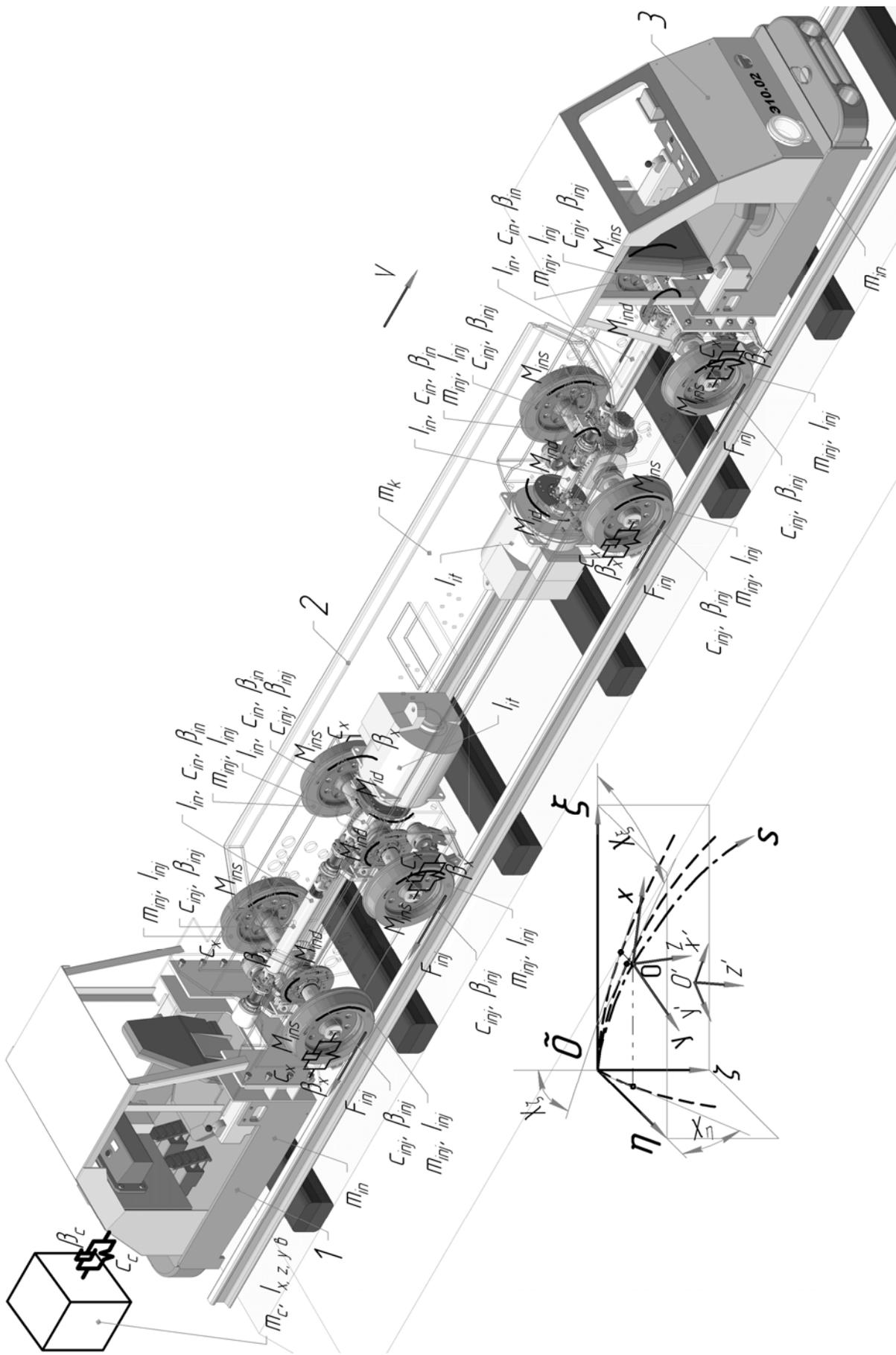


Рис. 2.3. Расчетная схема торможения локомотива Э10 тормозами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса и рельса

i – к тяговым секциям ($i = 1, 2$), при чем 1 обозначена первая по ходу движения вдоль оси пути секция. Она оснащена цилиндрическим шарниром для опирания средней секции на тяговую. Секция 2 соединена со средней секцией локомотива сферическим шарниром;

in – к колесным парам (осевым редукторам) i -й секции ($n = 1, 2$), при чем 1 обозначена ближняя к голове поезда колесная пара;

inj – к колесам in -й пары, упругим и демпфирующим элементам ($j = 1, 2$), при чем 1 обозначены левые по направлению к голове поезда колеса;

$s in$ – к колесно-колодочному тормозу, установленному на n -й колесной паре ($s = 1, 2$), при чем 1 обозначены левые по направлению к голове поезда колодки;

$d in$ – к дисковому тормозу, установленному n -й колесной паре ($d = 1, 2$) при чем 1 обозначены левые по направлению к голове поезда колодки;

$d i$ – к дисковому тормозу, установленному в трансмиссии i -й секции;

$t i$ – к валу тягового двигателя, установленного на i -й тяговой секции;

o – к основанию (рельсовый путь);

L – к левому рельсу;

R – к правому рельсу.

Индексы i, n, j, t, d могут употребляться в математических выражениях самостоятельно как коэффициенты и показатели степени, обозначающие количество соответствующих элементов локомотива.

Для определения основных параметров торможения поезда всеми известными тормозными устройствами шарнирно-сочлененного локомотива, перемещающегося по реальному пространственно описанному шахтному рельсовому пути с несовершенствами, в программном комплексе Wolfram Mathematica 7 [162] разработан файл *3DKP.nb*, листинг которого представлен в приложении А.

Для описания движения локомотива по реальным рельсовым путям выберем глобальную неподвижную систему координат $\tilde{O}\xi\eta\zeta$, а для каждого твердого тела поезда по две подвижные системы координат – естественную $Oxyz$ в полюсе вращения тела и $O'x'y'z'$ в его центре масс. Поэтому $O'x', O'y', O'z'$ – главные центральные оси инерции тела. Все системы координат выбраны правыми. Оси естественной системы координат направлены соответственно по касательной, нормали и бинормали к оси пути, а положение ее относительно неподвижной системы координат характеризуется дуговой координатой вдоль оси пути S и направляющими углами $\chi_\xi, \chi_\eta, \chi_\zeta$ между соответствующими осями неподвижной системы координат ($\tilde{O}\xi, \tilde{O}\eta, \tilde{O}\zeta$) и касательными к проекциям оси пути S на соответствующие плоскости (горизонтальную, боковую, фронтальную). Кривизна пути в каждой точке пути в горизонтальной плоскости определяется радиусом R , в вертикальной плоскости продольным уклоном пути i_p . Возвышение правого рельса над левым обозначают поперечным уклоном пути i_s . При задании пространственной линии продольной оси пути параметрически, используют уравнения $\xi = f_1(S), \eta = f_2(S), \zeta = f_3(S)$. Тогда

$\chi_\xi = \dot{f}_1(S)$, $\chi_\eta = \dot{f}_2(S)$, $\chi_\zeta = \dot{f}_3(S)$. Скорость движения локомотива v вдоль оси пути S есть скорость движения начала естественной системы координат его первой тяговой секции с учетом продольного относительного скольжения ε_x , то есть $S = S_1 = vt(1 - \varepsilon_x)$.

Принимая во внимание конструктивные особенности шарнирно-сочлененного локомотива можно записать следующие уравнения связи между естественными системами координат тел, принадлежащих локомотиву.

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 - s_k; \\ S_k &= S_1 - \frac{s_k}{2}; \\ S_{in} &= S_i - (-1)^n \frac{s_b}{2}, \end{aligned} \quad (2.1)$$

где s_k – длина средней секции локомотива по центрам опорных шарниров соединения ее с тяговыми секциями, указанная на рис. 2.4, м;

s_b – длина жесткой базы (межосевого расстояния колесных пар) тяговой секции локомотива, указанная на рис. 2.4, м.

Первая по ходу движения ходовая секция соединена с рамой промежуточной секции цилиндрическим шарниром, а вторая – сферическим, поэтому угол поперечного качания $\theta_k = \theta_1$. Угол рыскания (виляния) средней секции находят как

$$\psi_k = \arcsin \frac{y_2 - y_1}{s_k},$$

а угол ее галопирования (продольного качания) равен $\varphi_k = \arcsin \frac{z_2 - z_1}{s_k}$.

Для практических целей обычно интересны перемещения элементов шахтного поезда относительно оси пути S , поэтому система уравнений построена именно так. Рельсовый путь представлен в виде двух балок бесконечной длины, лежащих на упругом основании, которое подчиняется гипотезе Власова.

При составлении математической модели торможения шахтного локомотива тормозами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса с рельсом, приняты следующие допущения:

- все жесткости и рассеивания системы линейны;
- состав прикрепленных к сцепке локомотива вагонеток представлен в виде одного тела с суммарной массой;
- продольные перемещения рельсовых нитей и основания пути не учитываются;
- нагрузки, перемещающие одну нить рельсового пути, не оказывают влияния на вторую, а взаимные перемещения рельсов и основания на контактной поверхности отсутствуют;

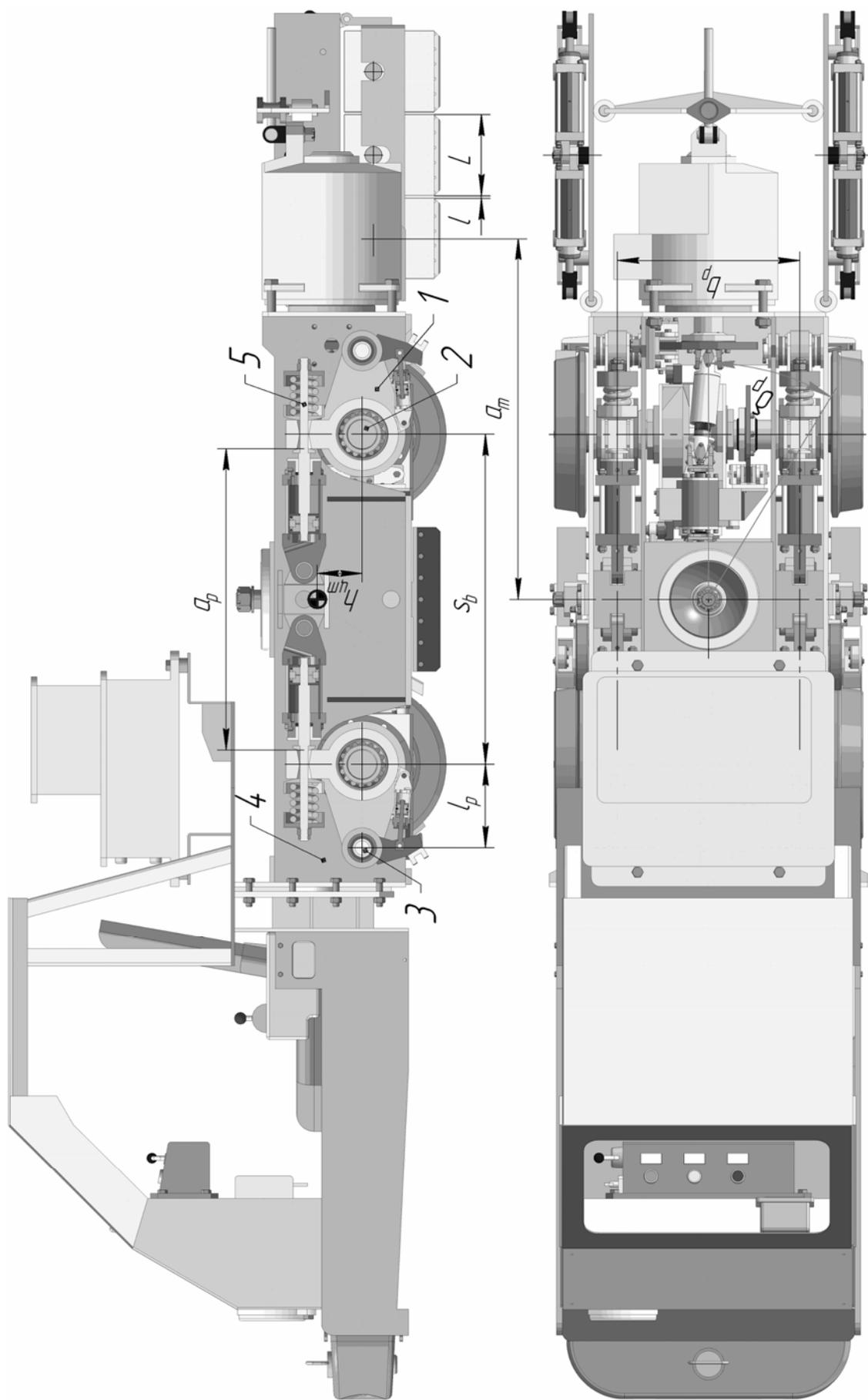
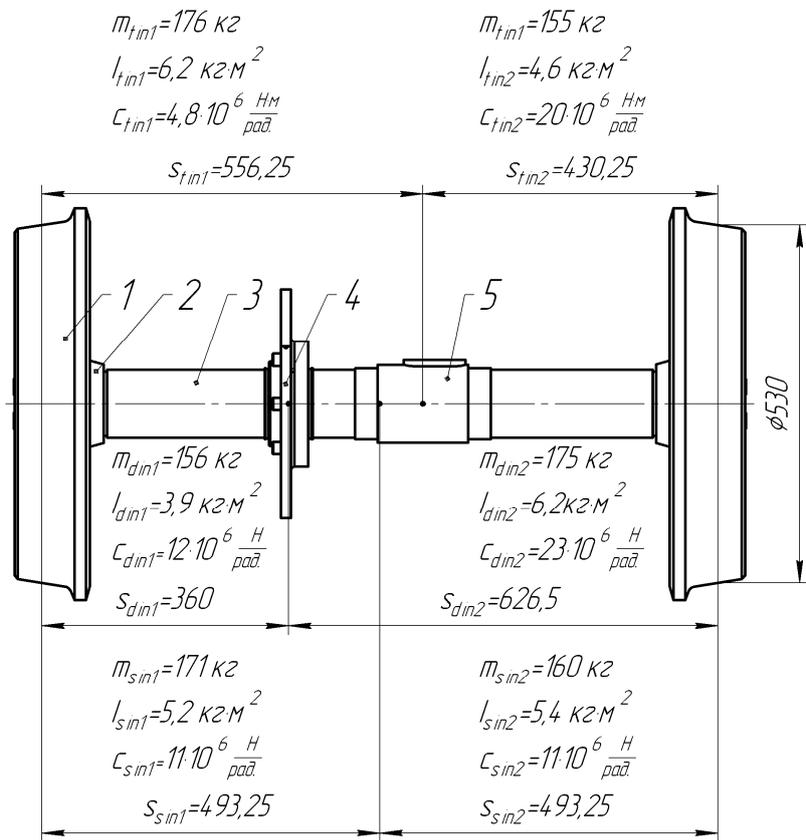
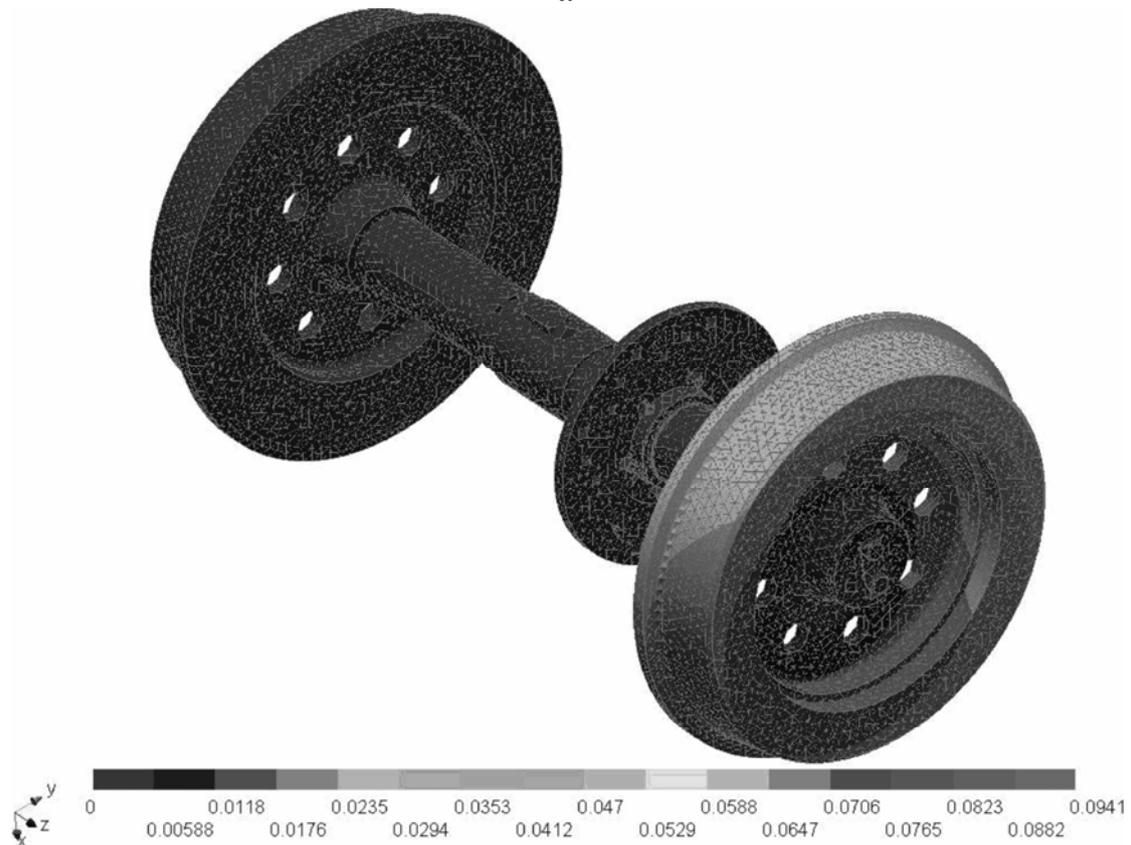


Рис. 2.4. Тяговая секция локомотива Э10:

1 – продольный рычаг подвески; 2 – ось колесной пары; 3 – ось крепления продольного рычага на раме; 4 – рама; 5 – устройство вертикального подвешивания колеса на раме



a



b

Рис. 2.5. Характеристики колес локомотива Э10:

a – массо-инерционные и жесткостные характеристики элементов колесной пары;
 б – расчет для колесной пары в случае торможения колесно-колодочным тормозом

– скорость вращения колес меньше скорости движения экипажа на величину скорости продольного скольжения;

– под каждой колесной парой путь имеет постоянные радиус кривизны, продольный и поперечный уклоны, а также уширение колеи.

При торможении двигателем, трансмиссионным или осевым дисковыми тормозами момент передается через полуоси на левые (имеющие индекс 1) и правые (имеющие индекс 2) колеса. При этом их приведенные массы и моменты инерции, а также крутильные жесткости и коэффициенты диссипации будут различны (в зависимости от типа используемого тормозного устройства), как это видно из рис. 2.5 а. Колесные бандажи 1 жестко посажены на колесные центры 2, установленные в свою очередь с помощью неподвижного шлицевого соединения на оси 3. Определение жесткостных параметров колес выполнялось в программном комплексе АРМ WinMachine [31]. Жесткости элементов локомотива определялись как отношения рабочих нагрузок (сил или крутящих моментов) к вызванным ими перемещениям характерных точек (линейных или угловых) исходя из предположения, что в зоне рабочих нагрузок они линейны. Учет жесткостных параметров трансмиссии обязателен [67, 69, 81, 82, 148]. Результат одного из расчетов приведен на рис. 2.5 б.

Если торможение выполняется осевым дисковым тормозом, то длина полуосей $s_{d inj}$ отсчитывается от места установки тормозного диска осевого тормоза 4. Если же торможение выполняется трансмиссионным тормозом или двигателем, то длина полуосей $s_{t inj}$ отсчитывается от места установки конического зубчатого колеса 5 второй ступени осевого редуктора, через которую передается тормозной момент двигателя и трансмиссионного тормоза. Соответственно находят и приведенные параметры (массы и моменты инерции) зубчатых колес и валов осевого редуктора, карданных валов и муфт.

При торможении двигателем параметры соответствуют режиму торможения трансмиссионным дисковым тормозом. В режиме выбега (без торможения), как и при торможении колесно-колодочным тормозом все приведенные массы и моменты инерции колесной пары распределяются поровну ($s_s inj$) между ее колесами, а упруго-диссипативные параметры принимаются равными друг другу. При совместном торможении обоими дисковыми тормозами массо-жесткостные характеристики левого колеса будут такими, каковыми они есть при торможении осевым тормозом, а правого – как при торможении трансмиссионным дисковым тормозом. В случае комбинированного торможения колесно-колодочным тормозом совместно с дисковым осевым или трансмиссионным тормозом, характеристики колес назначаются такими же, как и для торможения соответствующим дисковым тормозом.

При решении задач определения тормозного пути поезда, останавливаемого устройствами, реализующими тормозной момент в точке контакта колеса и рельса, рассмотрены все возможные способы торможения локомотива. В файле *3DKP.nb* они обозначены признаком РТ и равны следующим значениям:

0 – без торможения (выбег);

1 – торможение только трансмиссионным дисковым тормозом;

- 2 – торможение только осевым дисковым тормозом;
- 3 – торможение только колесно-колодочным тормозом;
- 4 – торможение только двигателем;
- 5 – комбинированное торможение трансмиссионным и осевым дисковыми тормозами;
- 6 – комбинированное торможение трансмиссионным дисковым тормозом и двигателем;
- 7 – комбинированное торможение трансмиссионным дисковым и колесно-колодочным тормозами;
- 8 – комбинированное торможение осевым дисковым и колесно-колодочным тормозами;
- 9 – комбинированное торможение трансмиссионным и осевым дисковыми, а также колесно-колодочным тормозами;
- 10 – комбинированное торможение осевым дисковым, колесно-колодочным тормозами и двигателем.

Дополнительное подключение торможения двигателем в 5, 7 и 9 способы возможно. При этом тормозной момент двигателя суммируется с тормозным моментом дискового трансмиссионного тормоза.

Рассмотрим задачу движения локомотива с составом вагонеток в режиме торможения по участку пути, имеющему переменные по величине и знаку кривизну в плане, а также продольный и поперечный уклоны. Для составления системы дифференциальных уравнений воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i; \quad (2.2)$$

$$i = 1, 2, \dots, \nu,$$

где ν – число степеней свободы, для рассматриваемой системы равно 69; T , Π , Φ – кинетическая, потенциальная энергия и функция рассеивания системы; Q_i , q_i – обобщенные силы, не имеющие потенциала, и обобщенные координаты системы.

В качестве обобщенных координат q_i ($i = 1, 2, \dots, \nu$) выберем следующие независимые между собой величины x_i , x_{inj} , φ_{it} , φ_{in} , φ_{inj} , x_c , z_c , y_c , z_i , z_{inj} , z_{oinj} , θ_i , φ_i , ψ_i , ψ_{in} , y_i , y_{in} , y_{oinj} в соответствии с табл. 2.3.

Составим выражения для определения кинетической и потенциальной энергии, а также функции рассеивания энергии по направлениям перемещений. Выражение для определения кинетической энергии шахтного локомотива исходя из расчетных схем с учетом (2.1) по теореме Кенига имеет вид

$$\begin{aligned}
T_x &= \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) - \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \right) \dot{x}_i^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \dot{x}_{inj}^2 + \sum_{i=1}^2 I_{ti} \frac{\dot{\phi}_{ti}^2}{u_t^2} + \right. \\
&\quad \left. + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 I_{yin} \dot{\phi}_{in}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 I_{yinj} \dot{\phi}_{inj}^2 \right] + \\
&\quad + \frac{1}{2} m_c \dot{x}_c^2; \\
T_z &= \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) - \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \right) \dot{z}_i^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \dot{z}_{inj}^2 + \sum_{i=1}^2 I_{yi} \dot{\phi}_i^2 + \right. \\
&\quad \left. + I_{yk} \left(\arcsin \frac{z_2 - z_1}{s_k} \right)' + \sum_{i=1}^2 I_{xi} \dot{\theta}_i^2 + I_{xk} \dot{\theta}_1^2 + \sum_{i=1}^2 I_{zi} \dot{\psi}_i^2 + \right. \\
&\quad \left. + I_{zk} \left(\arcsin \frac{y_2 - y_1}{s_k} \right)' + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 I_{zin} \dot{\psi}_{in}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{oz} \dot{z}_{oinj}^2 \right] + \\
&\quad + \frac{1}{2} m_c \dot{z}_c^2; \\
T_y &= \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) - \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{inj} \right) (-\dot{y}_i^2) + I_{zk} \frac{\sum_{i=1}^2 \dot{x}_i^2}{4R_i^2} + \sum_{i=1}^2 I_{zi} \frac{\dot{x}_i^2}{R_i^2} + I_{z\epsilon} \frac{\dot{x}_c^2}{R_\epsilon^2} + \right. \\
&\quad \left. + I_{yk} \frac{1}{4} \sum_{i=1}^2 \frac{\dot{x}_i^2}{R_{pk}^2} + \sum_{i=1}^2 I_{yi} \frac{\dot{x}_i^2}{R_{pi}^2} + I_{y\epsilon} \frac{\dot{x}_c^2}{R_{p\epsilon}^2} + I_{xk} \frac{i_s^2}{(r + h_k + h_{yc})^2} + \right. \\
&\quad \left. + \sum_{i=1}^2 I_{xi} \frac{i_s^2}{(r + h_{ym})^2} + n_\epsilon I_{x\epsilon} \frac{i_s^2}{h_{y\epsilon}^2} + \left(m_k i_s^2 + \sum_{i=1}^2 m_i i_s^2 + m_c i_s^2 \right) + \right. \\
&\quad \left. + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{in} \dot{y}_{in}^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{oy} \dot{y}_{oinj}^2 \right] + \\
&\quad + \frac{1}{2} m_c \dot{y}_c^2,
\end{aligned} \tag{2.3}$$

где m_i и m_k – масса средней и тяговой секций локомотива соответственно, кг;
 m_{inj} – приведенные массы соответствующих колес, кг;

m_{oz}, m_{oy} – соответственно массы пути (приведенные к колесу в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях), кг;

m_c – масса прицепной части поезда (состава груженых вагонеток на сцепке локомотива), кг;

I_{ti} – момент инерции вала (ротора) тягового двигателя, кг·м²;

I_{xk}, I_{yk}, I_{zk} – моменты инерции относительно главных центральных осей средней секции локомотива, кг·м²;

I_{xi}, I_{yi}, I_{zi} – моменты инерции относительно главных центральных осей рам тяговых секций, кг·м²;

I_{yin}, I_{yinj} – приведенные моменты инерции трансмиссии колесных пар относительно главной центральной оси y выходного вала осевого редуктора тяговой секции локомотива и относительно главной центральной оси y колеса, соответственно, кг·м²;

I_{xv}, I_{yv}, I_{zv} – моменты инерции относительно главных центральных осей груженой вагонетки, кг·м²;

u_t – передаточное число осевого редуктора, поскольку следует учитывать (2.21);

h_{ym} – высота центра тяжести тяговой секции локомотива над центром колеса, (см. рис. 2.4), м;

h_{yc} – высота центра тяжести средней секции над центром колеса, м;

h_k – высота от головки рельса до опорного узла сочленения тяговой секции со средней, м;

h_{yv} – высота центра тяжести вагонетки над плоскостью пути (от головки рельса), м.

T_y в том числе содержит члены, описывающие кинетическую энергию глобального вращательного движения, то есть вращения относительно вертикальной оси неподвижной системы координат.

Двигаясь по кривой в плане радиусом R_{kcinj} , поезд (как сумма всех его составляющих частей, обозначенных индексами k, c, i, n, j) приобретает кинетическую энергию вращательного движения в горизонтальной плоскости.

Учитывая, что угловая скорость вращения поезда в горизонтальной плоскости относительно центра вращения равна $\frac{v_{xkcinj}}{R_{kcinj}}$, то кинетическую энергию

глобального вращения в этом случае можно определить как

$$T_{zvz} = \sum_{k=1}^1 \sum_{c=1}^1 \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 I_{kcinj} \frac{v_{xkcinj}^2}{R_{kcinj}^2},$$

а согласно теореме Гюйгенса-Штейнера $I_{k c inj} = I_{z k c inj} + m_{k c inj} R_{k c inj}^2$ в горизонтальной плоскости эту кинетическую энергию можно записать как

$$T_{zв z} = \sum_{k=1}^1 \sum_{c=1}^1 \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(I_{z k c inj} \frac{v_{x k c inj}^2}{R_{k c inj}^2} + m_{k c inj} v_{x k c inj}^2 \right).$$

Аналогично учтем и движение поезда по пути с изменяющимся продольным уклоном, который может быть задан радиусом изгиба профиля $R_{p k c inj}$ под элементами поезда. В вертикальной плоскости кинетическую энергию такого глобального вращательного движения определим как

$$T_{zв y} = \sum_{k=1}^1 \sum_{c=1}^1 \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(I_{y k c inj} \frac{v_{y k c inj}^2}{R_{p k c inj}^2} + m_{k c inj} v_{y k c inj}^2 \right).$$

Здесь используется радиус кривизны профиля пути под элементом поезда, равный

$$R_{p i} = \frac{dt}{d(\arctg i_{p k c inj})}.$$

Поскольку $v_{k c inj}^2 = v_{x k c inj}^2 + v_{y k c inj}^2$, то

$$T_{zв} = \sum_{k=1}^1 \sum_{c=1}^1 \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left[\left(\frac{I_{z k c inj}}{R_{k c inj}^2} + \frac{I_{y k c inj}}{R_{p k c inj}^2} \right) v_{k c inj}^2 + m_{k c inj} v_{k c inj}^2 \right].$$

Так же может быть определена кинетическая энергия вращения поезда относительно продольной оси пути из-за непостоянства поперечного уклона

$$T_{zв x} = \sum_{k=1}^1 \sum_{c=1}^1 \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(I_{x k c inj} \frac{i_{s k c inj}^2}{h_{y k c inj}^2} + m_{k c inj} i_{s k c inj}^2 \right).$$

Радиус вращения $h_{y k c inj}$ в этом случае определяется как расстояние от плоскости пути до центра тяжести каждого элемента поезда, то есть для средней секции это $r + h_k + h_{yc}$, для тяговой секции $r + h_{ym}$, а для прицепной части поезда – h_{yb} . Здесь r – радиус круга катания колеса, м.

Потенциальная энергия системы запишется согласно теореме Клайперона как сумма упругих деформаций тел, входящих в систему, и как потенциальная

энергия, обусловленная подъемом или опусканием центров тяжести тел при их поперечных перемещениях вследствие возвышения одного рельса над другим, а также вследствие движения по продольному уклону пути, как

$$\begin{aligned}
 \Pi_y = & \frac{1}{2} \left[c_y \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-y_i)^2 + c_{oy} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 y_{oinj}^2 \right] - \\
 & - \sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) \right) g_0 y_i \sin(\arctg i_{si}) - \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{in} g_0 y_{in} \sin(\arctg i_{sin}) + \\
 & + \frac{1}{2} c_{cy} (y_2 - y_c)^2; \\
 \Pi_z = & \frac{1}{2} \left[c_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{inj0}}{c_z} - z_i - (-1)^n \operatorname{tg} \varphi_i \left(\frac{a_p}{2u_p} \right) + (-1)^j \operatorname{tg} \theta_i \frac{b_p}{2u_p} + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \left(\frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{inj0}}{c_z} - h_{inj} \right) \right)^2 + c_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 z_{inj}^2 + c_{oz} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 z_{oinj}^2 \right] + \\
 & + \frac{1}{2} c_{cz} (z_2 - z_c)^2; \\
 \Pi_x = & \frac{1}{2} \left[c_x \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (x_i - x_{inj})^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 c_{\varphi in} \left(\varphi_{in} - \frac{\varphi_{it}}{u_t} \right)^2 + \right. \\
 & \left. + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 c_{\varphi inj} (\varphi_{inj} - \varphi_{in})^2 \right] + \\
 & + \sum_{i=1}^2 \left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) g_0 x_i \sin(\arctg i_{pi}) + m_c g_0 x_c \sin(\arctg i_{ps}) + \\
 & + \frac{1}{2} c_{cx} (x_2 - x_c)^2 + \frac{1}{2} c_k (x_2 - x_1)^2, \tag{2.4}
 \end{aligned}$$

где c_x , c_y , c_z – коэффициенты жесткости упругих элементов подвески колеса тяговой секции в направлении соответствующих осей [92], Н/м;

c_{oz} , c_{oy} – коэффициенты жесткости рельсовых путей вдоль соответствующих осей, приведенные к колесу, Н/м; [97];

$c_{\varphi in}$ – приведенные коэффициенты крутильной жесткости трансмиссии (с учетом зубчатых колес и валов редукторов, а также соответствующих карданных валов), Н/рад;

$c_{\varphi inj}$ – коэффициенты крутильной жесткости соответствующих полуосей колесных пар, Н/рад;

c_k – коэффициент продольной жесткости средней секции локомотива, равен $1,5 \cdot 10^8$ Н/м по результатам его расчета в АРМ WinMachine [31] без учета жесткости шарнира сочленения секций [85], приведенного на рис. 2.6;

c_{cx} – продольная жесткость присоединения прицепной части поезда, находят как $c_{cy} = c_c \cos \alpha_{c2}$. Для состава шахтных вагонеток, оборудованного звеньевыми сцепками, динамическая жесткость c_c составляет 7 МН/м по данным исследований [107]. Угол наклона сцепки к продольной оси второй по ходу движения тяговой секции локомотива в горизонтальной плоскости равен α_{c2} , а в вертикальной – α_{c6} , зависят от радиусов кривизны пути в плане и профиле соответственно, МН/м;

c_{cy} – поперечная жесткость присоединения прицепной части поезда, находят как $c_{cy} = c_c \sin \alpha_{c2}$, МН/м;

c_{cz} – вертикальная жесткость присоединения прицепной части поезда, находят как $c_{cy} = c_c \sin \alpha_{c6}$. Для исключения сложных геометрических построений при численном решении воспользуемся аппроксимацией, – горизонтальный угол описывает функция $\alpha_{c2} = 12,6160586797 / (R_2 + R_6 / 2)$, а вертикальный – соответственно $\alpha_{c6} = 13,2555209657 / (R_2 + R_6 / 2)$, МН/м;

g_0 – ускорение свободного падения на уровне моря на широте Украины, для подземных условий подставляют соответствующее значение, м/с²;

a_p , b_p – расстояние между вертикальными упорами подвески тяговой секции в продольном и поперечном направлениях, показано на рис. 2.4, м;

u_p – передаточное число рычажного механизма вертикальной подвески тяговой секции, равно 1,397;

i_{pi} , i_{pv} – продольный уклон пути под тяговой секцией и средний продольный уклон пути под вагонетками прицепной части состава, положительный знак соответствует подъему;

i_{si} , i_{sinj} – поперечный уклон пути под тяговой секцией и ее колесами;

h_{inj} – измененная длина пружины вертикального подвешивания колеса при вилянии тяговой секции, которую определяют исходя из расчетной схемы, приведенной на рис. 2.7, м.

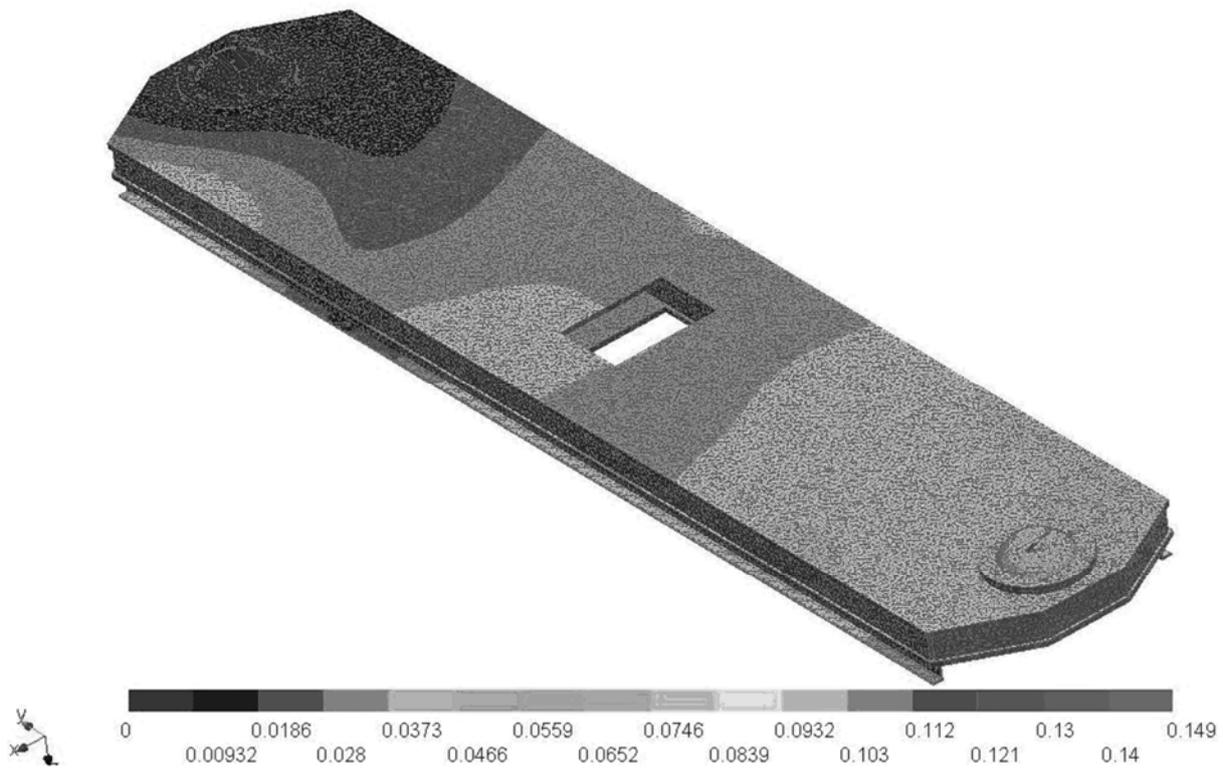


Рис. 2.6. Определение продольной жесткости рамы средней секции Э10

Тогда изменение длины пружины вертикальной подвески составит

$$h_p - h_{inj} = \frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{inj0}}{c_z} - \left[\frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{inj0}}{c_z} \left(\frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{inj0}}{c_z} - 2\sqrt{\frac{a_p^2 + b_p^2}{2}}(1 - \cos\psi_i) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \cos \left(\frac{1}{2}(-3 + 3j + 3n - 2jn)\pi + \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. + (-1)^j (-1)^n \left(\arctg \frac{b_p}{a_p} - \frac{\psi_i}{2} \right) \right) \right) \right] + \\ \left. + \frac{a_p^2 + b_p^2}{2}(1 - \cos\psi_i), \right.$$

где $h_p = \frac{G_{inj0}}{c_z}$ – длина пружины вертикального подвешивания тяговой секции

в нормально сжатом состоянии, примерно равна 140 мм;

G_{inj0} – статическая нагрузка на каждое колесо локомотива, Н.

На рис. 2.7 δ_p – это конструктивный угол тяговой секции, для локомотива Э10 равен примерно 31° .

Функция диссипации системы может быть представлена в виде

$$\begin{aligned}
\Phi_x = & \frac{1}{2} \left[\beta_x \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (\dot{x}_i - \dot{x}_{inj})^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \beta_{\varphi in} \left(\dot{\varphi}_{in} - \frac{\dot{\varphi}_{it}}{u_t} \right)^2 + \right. \\
& \left. + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \beta_{\varphi inj} (\dot{\varphi}_{inj} - \dot{\varphi}_{in})^2 \right] + \\
& + \frac{1}{2} \beta_{cx} (\dot{x}_2 - \dot{x}_c)^2 + \frac{1}{2} \beta_k (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2; \\
\Phi_y = & \frac{1}{2} \left[\beta_y \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (\dot{y}_i - \dot{y}_{inj})^2 + \beta_{oy} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \dot{y}_{o inj}^2 \right] + \frac{1}{2} \beta_{cy} (\dot{y}_2 - \dot{y}_c)^2; \\
\Phi_z = & \frac{1}{2} \left[\beta_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (\dot{z}_i + \dot{z}_{inj})^2 + \beta_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \left(\dot{z}_i - \left((-1)^n \operatorname{tg} \varphi_i \frac{a_p}{2u_p} \right)' \right)^2 + \right. \\
& \left. + \beta_z \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\dot{z}_i - \left((-1)^j \operatorname{tg} \theta_i \frac{b_p}{2u_p} \right)' \right)^2 + \beta_{oz} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \dot{z}_{o inj}^2 \right] + \\
& + \beta_k \beta_{zyx} \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \left[(\dot{\theta}_i - \dot{i}_{s i})^2 + (\dot{\varphi}_i - \dot{i}_{p i})^2 + (\dot{\psi}_i)^2 \right] + \frac{1}{2} \beta_{cz} (\dot{z}_2 - \dot{z}_c)^2,
\end{aligned} \tag{2.5}$$

где $\beta_x, \beta_y, \beta_z$ – коэффициенты вязкого сопротивления подвески колеса тяговой секции в направлении соответствующих осей, Н·с/м;

$\beta_{\varphi in}$ – коэффициенты вязкого внутреннего сопротивления крутильных колебаний трансмиссии колесных пар, Н·с/рад;

$\beta_{\varphi inj}$ – коэффициенты вязкого внутреннего сопротивления крутильных колебаний соответствующих полуосей колесных пар, Н·с/рад;

$\beta_{cx}, \beta_{cz}, \beta_{cy}$ – коэффициенты вязкого сопротивления продольным колебаниям прицепной части состава в направлении соответствующих осей, Н·с/м;

$\beta_k \beta_{zyx}$ – коэффициент вязкого сопротивления в опорах соединения средней и тяговых секций вокруг соответствующих осей (находят экспериментально определяя моменты трения в опорах соединения средней и тяговых секций вокруг соответствующих осей M_{kz}, M_{ky}, M_{kx} , которые равны между собой и могут быть обозначены как M_{kzyx}), Н·м с/рад;

β_k – коэффициент продольного вязкого внутреннего сопротивления рамы средней секции локомотива, прикрепленной к тяговым секциям с помощью опорного шарнира, Н·с/м; принимают в соответствии с [100];

β_{oz}, β_{oy} – коэффициенты вязкого сопротивления перемещениям рельсового пути в соответствующих направлениях, приведенные к колесу, Н·с/м. Для шахтного рельсового пути принимают по данным [97, 122].

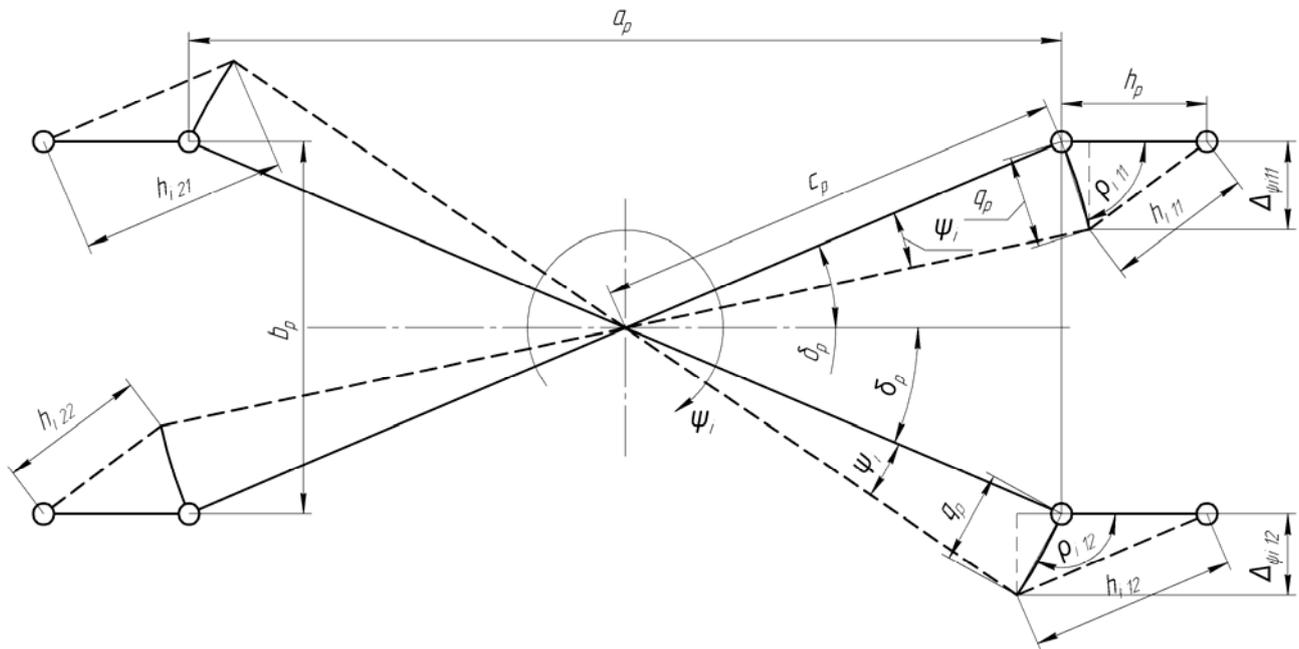


Рис. 2.7. Расчетная схема определения дополнительных деформаций пружин подвески при влиянии рамы тяговой секции

Обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам, определяются как коэффициенты при вариации обобщенных координат в выражениях для возможных работ от приложенных сил. Размерности обобщенных сил зависят от размерностей соответствующих обобщенных координат и дополняют их до размерности работы. Они могут быть записаны как

$$\begin{aligned}
 Q_{x_i} &= 0; \\
 Q_{x_{inj}} &= (-F_{inj} - W_{x_{inj}} - W_{p_{inj}} - Y_{inj} \sin \gamma_{inj}) \cos \vartheta_{in}; \\
 Q_{\varphi_{ti}} &= -M_{ti} - M_{di}; \\
 Q_{\varphi_{in}} &= -M_{din}; \\
 Q_{\varphi_{inj}} &= r(F_{inj} + W_{x_{inj}}) - M_{sinj}; \\
 Q_{x_c} &= m_c(-w_e - w_{eR}); \\
 Q_{z_c} &= 0; \\
 Q_{y_c} &= 0; \\
 Q_{z_i} &= 0; \\
 Q_{z_{inj}} &= G_{inj} - N_{inj} - N_{л_{inj}} - N_{\phi_{inj}} - N_{\partial_{inj}} - N_{c_{inj}}; \\
 Q_{z_{o_{inj}}} &= N_{inj} + N_{л_{inj}} + N_{\phi_{inj}} + N_{\partial_{inj}} + N_{c_{inj}};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{\theta i} &= 0; \\
Q_{\varphi i} &= 0; \\
Q_{\psi i} &= 0; \\
Q_{y i} &= 0; \\
Q_{\psi in} &= 0; \\
Q_{y in} &= (Y_{inj} \cos \gamma_{inj} - W_{y inj} + P_{inj}) \cos \vartheta_{in}; \\
Q_{y o inj} &= -(Y_{inj} \cos \gamma_{inj} - W_{y inj} + P_{inj}) \cos \vartheta_{in}.
\end{aligned} \tag{2.6}$$

где F_{inj} – тормозная сила, возникающая в точке контакта дорожек катания рельса и inj -го колеса, Н;

$W_{x inj}$ – сила продольного скольжения inj -го колеса в точке контакта с рельсом, связанная с преодолением трения качения колеса по рельсу и моментов трения во вращающихся частях (подшипниках буксового подвешивания, осевого редуктора, карданных валов и тягового электродвигателя), приведенных к дорожке катания колеса, Н;

$W_p inj$ – сила продольного скольжения набегающего колеса, возникающая при трении реборды о рельс при движении в криволинейном участке пути, Н;

$W_y inj$ – сила поперечного скольжения колеса в точке контакта с рельсом при движении в криволинейном участке пути, Н;

Y_{inj} – направляющая сила, действующая под углом γ_{inj} (см. ниже) со стороны рельса на реборду колеса при движении в криволинейном в плане участке пути, Н;

P_{inj} – направляющая сила, действующая под углом σ_{inj} (см. ниже) со стороны рельса на дорожку катания колеса из-за коничности колесных бандажей, Н;

N_{inj} – нормальная реакция рельса под колесом, Н;

$N_{л inj}$ – динамическая сила, возникающая при ударе лыски колеса об рельс, находят по (3.1), Н;

$N_{\phi inj}$ – динамическая сила, возникающая при ударе колеса об рельс на проседании концов рельсов на стыке, находят по (3.2), Н;

$N_c inj$ – динамическая сила, возникающая при ударе колеса об рельс на ступеньке стыка, находят по (3.3), Н;

$N_{\partial inj}$ – динамическая сила, возникающая при выезде колеса из длинной динамической неровности, вызванной проседанием рельсовой нити, находят по (3.4), Н;

$N_s inj$ – длинная синусоидальная неровность, обусловленная низкой точностью укладки шахтной рельсовой колеи и периодической подвижностью (вспучиваниями) подошвы горных выработок, находят по (3.5), Н;

ϑ_{in} – угол поворота колесных пар в упругих резинометаллических шарнирах, равен независимой координате ψ_{in} , рад;

M_{din} – тормозной момент на дисковом осевом тормозе (задается машинистом), Н·м;

M_{di} – тормозной момент на дисковом трансмиссионном тормозе (задается машинистом), Н·м;

M_{ti} – тормозной момент на валу двигателя при динамическом торможении двигателем (задается машинистом), Н·м;

M_{sinj} – тормозной момент на колесно-колодочном тормозе (задается машинистом), Н·м;

$m_c = n_g m_g$ – масса прицепной части состава (вагонеток), кг;

n_g – число вагонеток в составе, шт.;

m_g – масса груженной вагонетки, для вагонеток типа ВГЗ,3-900, по технической характеристике равна 6 000 кг;

w_g – удельное сопротивление движению груженной вагонетки на прямой, для вагонеток типа ВГЗ,3-900 по данным [134] равно 0,07 Н/кг;

w_{gR} – среднее дополнительное удельное сопротивление движению груженной вагонетки по кривой радиуса R , Н/кг, в соответствии с [134] находят как

$$w_{gR} = \frac{\sum_{q=1}^{n_g} 2,23 \frac{m_g - m_{gp}}{m_g} \frac{\psi_z}{\psi_0} \frac{s_{bg}}{R_g}}{n_g},$$

где s_{bg} – жесткая база вагонетки, м;

m_{gp} – масса порожней вагонетки, для ВГЗ,3-900 равна 1260 кг;

ψ_0 – коэффициент сцепления колеса локомотива на сухих чистых рельсах, по экспериментальным данным для угольных шахт принимают равным 0,17;

ψ_z – коэффициент сцепления колеса локомотива на прямой для определенной степени загрязненности дорожек катания рельсовых нитей. Его принимают равным следующим значениям: 0,21 на посыпанных песком рельсах; 0,17 на сухих чистых; 0,13 для мокрых чистых; 0,08 для покрытых угольно-породной грязью;

R_g – средний радиус кривизны пути в плане под вагонетками, м.

Выполнив необходимые подстановки в (2.2) и преобразования, с учетом (2.3), (2.4), (2.5) и (2.6) получим систему из 69 дифференциальных уравнений второго порядка

$$m_{111} \ddot{z}_{111} + \beta_{111} (\dot{z}_1 + \dot{z}_{111}) + c_{111} z_{111} = G_{111} - N_{111};$$

$$m_{112} \ddot{z}_{112} + \beta_{112} (\dot{z}_1 + \dot{z}_{112}) + c_{112} z_{112} = G_{112} - N_{112};$$

$$m_{121} \ddot{z}_{121} + \beta_{121} (\dot{z}_1 + \dot{z}_{121}) + c_{121} z_{121} = G_{121} - N_{121};$$

$$\begin{aligned}
m_{122}\ddot{z}_{122} + \beta_{\mathfrak{H}}(\dot{z}_1 + \dot{z}_{122}) + c_{\mathfrak{H}}\dot{z}_{122} &= G_{122} - N_{122}; \\
m_{211}\ddot{z}_{211} + \beta_{\mathfrak{H}}(\dot{z}_2 + \dot{z}_{211}) + c_{\mathfrak{H}}\dot{z}_{211} &= G_{211} - N_{211}; \\
m_{212}\ddot{z}_{212} + \beta_{\mathfrak{H}}(\dot{z}_2 + \dot{z}_{212}) + c_{\mathfrak{H}}\dot{z}_{212} &= G_{212} - N_{212}; \\
m_{221}\ddot{z}_{221} + \beta_{\mathfrak{H}}(\dot{z}_2 + \dot{z}_{221}) + c_{\mathfrak{H}}\dot{z}_{221} &= G_{221} - N_{221}; \\
m_{222}\ddot{z}_{222} + \beta_{\mathfrak{H}}(\dot{z}_2 + \dot{z}_{222}) + c_{\mathfrak{H}}\dot{z}_{222} &= G_{222} - N_{222};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&\left(\frac{m_{\mathfrak{E}} + m_1 - m_{111} - m_{112} - m_{121} - m_{122}}{2}\right)\ddot{x}_1 + \frac{g_0\left(\frac{m_{\mathfrak{E}} + m_1}{2}\right)i_{\square}}{\sqrt{i_{\square}^2 + 1}} + \\
&+ \frac{1}{2} \left(\begin{array}{l} -\frac{I_{\mathfrak{H}}(\dot{x}_1 + \dot{x}_2)\dot{R}_{\mathfrak{E}}}{R_{\mathfrak{E}}} - \frac{I_{\mathfrak{H}}(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2)}{2R_{\mathfrak{E}}} - \frac{4I_{\square}\dot{x}_1\dot{R}_{\square}}{R_{\square}^2} + \frac{2I_{\square}\ddot{x}_1}{R_{\square}^2} \\ -\frac{I_{\square}(\dot{x}_1 + \dot{x}_2)\dot{R}_{\square\mathfrak{E}}}{R_{\square\mathfrak{E}}} - \frac{I_{\square}(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2)}{2R_{\square\mathfrak{E}}} - \frac{4I_{\mathfrak{H}}\dot{R}_1\dot{x}_1}{R_1^3} + \frac{2I_{\mathfrak{H}}\ddot{x}_1}{R_1^2} \end{array} \right) - \beta_{\mathfrak{E}}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \\
&+ \frac{1}{2}\beta_{\square}(2(\dot{x}_1 - \dot{x}_{111}) + 2(\dot{x}_1 - \dot{x}_{112}) + 2(\dot{x}_1 - \dot{x}_{121}) + 2(\dot{x}_1 - \dot{x}_{122})) - c_{\mathfrak{E}}(x_2 - x_1) + \\
&+ \frac{1}{2}c_{\square}(2(x_1 - x_{111}) + 2(x_1 - x_{112}) + 2(x_1 - x_{121}) + 2(x_1 - x_{122})) = 0;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&\left(\frac{m_{\mathfrak{E}} + m_2 - m_{211} - m_{212} - m_{221} - m_{222}}{2}\right)\ddot{x}_2 + \frac{g_0\left(\frac{m_{\mathfrak{E}} + m_2}{2}\right)i_{\square}}{\sqrt{i_{\square}^2 + 1}} + \\
&+ \frac{1}{2} \left(\begin{array}{l} -\frac{I_{\mathfrak{H}}(\dot{x}_1 + \dot{x}_2)\dot{R}_{\mathfrak{E}}}{R_{\mathfrak{E}}} - \frac{I_{\mathfrak{H}}(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2)}{2R_{\mathfrak{E}}} - \frac{4I_{\square}\dot{x}_2\dot{R}_{\square}}{R_{\square}^3} + \frac{2I_{\square}\ddot{x}_2}{R_{\square}^2} \\ -\frac{I_{\square}(\dot{x}_1 + \dot{x}_2)\dot{R}_{\square\mathfrak{E}}}{R_{\square\mathfrak{E}}} - \frac{I_{\square}(\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2)}{2R_{\square\mathfrak{E}}} - \frac{4I_{\mathfrak{H}}\dot{R}_2\dot{x}_2}{R_2^3} + \frac{2I_{\mathfrak{H}}\ddot{x}_2}{R_2^2} \end{array} \right) + \\
&+ \beta_{\mathfrak{H}}(\dot{x}_2 - \dot{x}_{\mathfrak{H}}) + \beta_{\mathfrak{E}}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \frac{1}{2}\beta_{\square} \left(\begin{array}{l} 2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{211}) + 2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{212}) + \\ + 2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{221}) + 2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{222}) \end{array} \right) + \\
&+ c_{\mathfrak{H}}(x_2 - x_{\mathfrak{H}}) + c_{\mathfrak{E}}(x_2 - x_1) + \frac{1}{2}c_{\square} \left(\begin{array}{l} 2(x_2 - x_{211}) + 2(x_2 - x_{212}) + \\ + 2(x_2 - x_{221}) + 2(x_2 - x_{222}) \end{array} \right) = 0;
\end{aligned}$$

$$m_{11}\ddot{y}_{11} - \beta_{\square}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{11}) - \frac{g_0 m_{11} i_{\bullet 11}}{\sqrt{i_{\bullet 11}^2 + 1}} = \cos \vartheta_{11} (Y_{112} \cos \gamma_{112} - W_{\square 12} + P_{112});$$

$$m_{12}\ddot{y}_{12} - \beta_{\square}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{12}) - \frac{g_0 m_{12} i_{\bullet 12}}{\sqrt{i_{\bullet 12}^2 + 1}} = \cos \vartheta_{12} (Y_{122} \cos \gamma_{122} - W_{\square 22} + P_{122});$$

$$m_{21}\ddot{y}_{21} - \beta_{\square}(\dot{y}_2 - \dot{y}_{21}) - \frac{g_0 m_{21} i_{\bullet 21}}{\sqrt{i_{\bullet 21}^2 + 1}} = \cos \vartheta_{21} (Y_{212} \cos \gamma_{212} - W_{\square 12} + P_{212});$$

$$m_{22}\ddot{y}_{22} - \beta_{\square}(\dot{y}_2 - \dot{y}_{22}) - \frac{g_0 m_{22} i_{\bullet 22}}{\sqrt{i_{\bullet 22}^2 + 1}} = \cos \vartheta_{22} (Y_{222} \cos \gamma_{222} - W_{\square 22} + P_{222});$$

$$m_{\square} \ddot{x}_{\square 11} + \beta_{\square} \dot{x}_{\square 11} + c_{\square} x_{\square 11} = \cos \vartheta_{11} (W_{\square 11} - Y_{111} \cos \gamma_{111} - P_{111});$$

$$m_{\square} \ddot{x}_{\square 12} + \beta_{\square} \dot{x}_{\square 12} + c_{\square} x_{\square 12} = \cos \vartheta_{11} (W_{\square 12} - Y_{112} \cos \gamma_{112} - P_{112});$$

$$m_{\square} \ddot{x}_{\square 21} + \beta_{\square} \dot{x}_{\square 21} + c_{\square} x_{\square 21} = \cos \vartheta_{12} (W_{\square 21} - Y_{121} \cos \gamma_{121} - P_{121});$$

$$m_{\square} \ddot{x}_{\square 22} + \beta_{\square} \dot{x}_{\square 22} + c_{\square} x_{\square 22} = \cos \vartheta_{12} (W_{\square 22} - Y_{122} \cos \gamma_{122} - P_{122});$$

$$m_{\square} \ddot{x}_{\square 11} + \beta_{\square} \dot{x}_{\square 11} + c_{\square} x_{\square 11} = \cos \vartheta_{21} (W_{\square 11} - Y_{211} \cos \gamma_{211} - P_{211});$$

$$m_{\square} \ddot{x}_{\square 12} + \beta_{\square} \dot{x}_{\square 12} + c_{\square} x_{\square 12} = \cos \vartheta_{21} (W_{\square 12} - Y_{212} \cos \gamma_{212} - P_{212});$$

$$m_{\square} \ddot{x}_{\square 21} + \beta_{\square} \dot{x}_{\square 21} + c_{\square} x_{\square 21} = \cos \vartheta_{22} (W_{\square 21} - Y_{221} \cos \gamma_{221} - P_{221});$$

$$m_{\square} \ddot{x}_{\square 22} + \beta_{\square} \dot{x}_{\square 22} + c_{\square} x_{\square 22} = \cos \vartheta_{22} (W_{\square 22} - Y_{222} \cos \gamma_{222} - P_{222});$$

$$2(m_{111}\ddot{z}_1 + m_{112}\ddot{z}_1 + m_{121}\ddot{z}_1 + m_{122}\ddot{z}_1 + 8G_{1110} + 8G_{1120} + 8G_{1210} + 8G_{1220}) = \\ = m_{\square} \ddot{z}_1 + 2m_1 \ddot{z}_1 + 16\beta_{\square} \dot{z}_1 + 2\beta_{\square} \dot{z}_{111} + 2\beta_{\square} \dot{z}_{112} + 2\beta_{\square} \dot{z}_{121} + 2\beta_{\square} \dot{z}_{122} + 8c_{\square} z_1 +$$

$$+ 4c_{\square} \sqrt{\frac{(G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}) \sqrt{\frac{G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}}{c_{\square}}}}{(a_{\square}^2 + b_{\square}^2)(\cos \psi_1 - 1) \cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right)} + \\ + (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \sin^2 \frac{\psi_1}{2}}$$

$$+ 4c_{\square} \sqrt{\frac{(G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}) \sqrt{\frac{G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}}{c_{\square}}}}{(a_{\square}^2 + b_{\square}^2)(\cos \psi_1 - 1) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right)} + \\ + (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \sin^2 \frac{\psi_1}{2}};$$

$$m_{\square} \ddot{z}_{\square 11} + \beta_{\square} \dot{z}_{\square 11} + c_{\square} z_{\square 11} = N_{111};$$

$$m_{\square} \ddot{z}_{\square 12} + \beta_{\square} \dot{z}_{\square 12} + c_{\square} z_{\square 12} = N_{112};$$

$$m_{\square} \ddot{z}_{\square 21} + \beta_{\square} \dot{z}_{\square 21} + c_{\square} z_{\square 21} = N_{121};$$

$$m_{\square} \ddot{z}_{\square 22} + \beta_{\square} \dot{z}_{\square 22} + c_{\square} z_{\square 22} = N_{122};$$

$$m_{\square} \ddot{z}_{\square 11} + \beta_{\square} \dot{z}_{\square 11} + c_{\square} z_{\square 11} = N_{211};$$

$$\begin{aligned}
& 2(m_{211}\ddot{z}_2 + m_{212}\ddot{z}_2 + m_{221}\ddot{z}_2 + m_{222}\ddot{z}_2 + 8G_{2110} + 8G_{2120} + 8G_{2210} + 8G_{2220}) = \\
& = m_{\boxtimes} \ddot{z}_2 + 2m_2 \ddot{z}_2 + 16\beta_{\boxtimes} \dot{z}_2 + 2\beta_{\boxtimes} \dot{z}_{211} + 2\beta_{\boxtimes} \dot{z}_{212} + 2\beta_{\boxtimes} \dot{z}_{221} + 2\beta_{\boxtimes} \dot{z}_{222} + 8c_{\boxtimes} z_2 + \\
& + 4c_{\boxtimes} \sqrt{\frac{(G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220}) \sqrt{\frac{G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220}}{c_{\boxtimes}}}}{c_{\boxtimes}}} - (a_{\square}^2 + b_{\square}^2)(\cos \psi_2 - 1) \cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) + \\
& + (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \sin^2 \frac{\psi_2}{2} \\
& + 4c_{\boxtimes} \sqrt{\frac{(G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220}) \sqrt{\frac{G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220}}{c_{\boxtimes}}}}{c_{\boxtimes}}} - (a_{\square}^2 + b_{\square}^2)(\cos \psi_2 - 1) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) ; \\
& + (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \sin^2 \frac{\psi_2}{2} \\
& \frac{1}{2} \left(\frac{2\beta_{\varphi 11} \left(\dot{\varphi}_{11} - \frac{\dot{\varphi}_{\blacklozenge}}{u_{\blacklozenge}} \right)}{u_{\blacklozenge}} - \frac{2\beta_{\varphi 12} \left(\dot{\varphi}_{12} - \frac{\dot{\varphi}_{\blacklozenge}}{u_{\blacklozenge}} \right)}{u_{\blacklozenge}} \right) + \frac{I_{\blacklozenge} \ddot{\varphi}_{\blacklozenge}}{u_{\blacklozenge}^2} + \\
& + \frac{1}{2} \left(\frac{2c_{\varphi 11} \left(\varphi_{11} - \frac{\varphi_{\blacklozenge}}{u_{\blacklozenge}} \right)}{u_{\blacklozenge}} - \frac{2c_{\varphi 12} \left(\varphi_{12} - \frac{\varphi_{\blacklozenge}}{u_{\blacklozenge}} \right)}{u_{\blacklozenge}} \right) = -M_{\boxtimes} - M_{\blacklozenge};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{\boxtimes 11} \ddot{\varphi}_{211} + \beta_{\varphi 211} (\dot{\varphi}_{211} - \dot{\varphi}_{21}) + c_{\varphi 211} (\varphi_{211} - \varphi_{21}) &= r(F_{211} + W_{\boxtimes 11}) - M_{\bullet 211}; \\
I_{\boxtimes 12} \ddot{\varphi}_{212} + \beta_{\varphi 212} (\dot{\varphi}_{212} - \dot{\varphi}_{21}) + c_{\varphi 212} (\varphi_{212} - \varphi_{21}) &= r(F_{212} + W_{\boxtimes 12}) - M_{\bullet 212}; \\
I_{\boxtimes 21} \ddot{\varphi}_{221} + \beta_{\varphi 221} (\dot{\varphi}_{221} - \dot{\varphi}_{22}) + c_{\varphi 221} (\varphi_{221} - \varphi_{22}) &= r(F_{221} + W_{\boxtimes 21}) - M_{\bullet 221}; \\
I_{\boxtimes 22} \ddot{\varphi}_{222} + \beta_{\varphi 222} (\dot{\varphi}_{222} - \dot{\varphi}_{22}) + c_{\varphi 222} (\varphi_{222} - \varphi_{22}) &= r(F_{222} + W_{\boxtimes 22}) - M_{\bullet 222};
\end{aligned}$$

$$\left(\frac{m_{\boxtimes} + m_1 - m_{111} - m_{112} - m_{121} - m_{122}}{2} \right) \ddot{y}_1 + \frac{1}{2} \beta_{\boxtimes} (2(\dot{y}_1 - \dot{y}_{11}) + 2(\dot{y}_1 - \dot{y}_{12})) +$$

$$+ 4c_{\boxtimes} y_1 - \frac{g_0 \left(\frac{m_{\boxtimes} + m_1}{2} \right) i_{\bullet 1}}{\sqrt{i_{\bullet 1}^2 + 1}} = 0;$$

$$I_{\boxtimes 1} \ddot{\psi}_{11} = 0;$$

$$I_{\boxtimes 2} \ddot{\psi}_{12} = 0;$$

$$I_{\mathbb{2}}\ddot{\psi}_{21} = 0;$$

$$\left(\frac{m_{\mathbb{2}} + m_2 - m_{211} - m_{212} - m_{221} - m_{222}}{2}\right)\ddot{y}_2 + \frac{1}{2}\beta_{\mathbb{2}}(2(\dot{y}_2 - \dot{y}_{21}) + 2(\dot{y}_2 - \dot{y}_{22})) +$$

$$+ 4c_{\mathbb{2}}\dot{y}_2 - \frac{g_0\left(\frac{m_{\mathbb{2}} + m_2}{2}\right)i_{\mathbb{2}}}{\sqrt{i_{\mathbb{2}}^2 + 1}} = 0;$$

$$\frac{a_{\mathbb{2}}^2 \sec^4 \varphi_1 \beta_{\mathbb{2}} \dot{\varphi}_1 + c_{\mathbb{2}} \sin 2\varphi_1 + 2u_{\mathbb{2}}^2 \left(\beta_{\mathbb{2}} \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{u_{\mathbb{2}}} - i_{\mathbb{2}} \right) + I_{\mathbb{2}} \ddot{\varphi}_1 \right)}{u_{\mathbb{2}}} = 0;$$

$$\frac{a_{\mathbb{2}}^2 \sec^4 \varphi_2 \left(\beta_{\mathbb{2}} \dot{\varphi}_2 + c_{\mathbb{2}} \sin 2\varphi_2 \right) + 2u_{\mathbb{2}}^2 \left(\beta_{\mathbb{2}} \left(\frac{\dot{\varphi}_2}{u_{\mathbb{2}}} - i_{\mathbb{2}} \right) + I_{\mathbb{2}} \ddot{\varphi}_2 \right)}{u_{\mathbb{2}}} = 0;$$

$$m_{111}\ddot{x}_{111} - \beta_{\mathbb{1}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_{111}) - c_{\mathbb{1}}(x_1 - x_{111}) =$$

$$= \cos \vartheta_{11} \left(-F_{111} - W_{\mathbb{1}} - W_{\mathbb{2}} - Y_{111} \sin \gamma_{111} \right);$$

$$m_{112}\ddot{x}_{112} - \beta_{\mathbb{1}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_{112}) - c_{\mathbb{1}}(x_1 - x_{112}) =$$

$$= \cos \vartheta_{11} \left(-F_{112} - W_{\mathbb{1}} - W_{\mathbb{2}} - Y_{112} \sin \gamma_{112} \right);$$

$$m_{121}\ddot{x}_{121} - \beta_{\mathbb{1}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_{121}) - c_{\mathbb{1}}(x_1 - x_{121}) =$$

$$= \cos \vartheta_{12} \left(-F_{121} - W_{\mathbb{1}} - W_{\mathbb{2}} - Y_{121} \sin \gamma_{121} \right);$$

$$m_{122}\ddot{x}_{122} - \beta_{\mathbb{1}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_{122}) - c_{\mathbb{1}}(x_1 - x_{122}) =$$

$$= \cos \vartheta_{12} \left(-F_{122} - W_{\mathbb{1}} - W_{\mathbb{2}} - Y_{122} \sin \gamma_{122} \right);$$

$$m_{211}\ddot{x}_{211} - \beta_{\mathbb{2}}(\dot{x}_2 - \dot{x}_{211}) - c_{\mathbb{2}}(x_2 - x_{211}) =$$

$$= \cos \vartheta_{21} \left(-F_{211} - W_{\mathbb{1}} - W_{\mathbb{2}} - Y_{211} \sin \gamma_{211} \right);$$

$$m_{212}\ddot{x}_{212} - \beta_{\mathbb{2}}(\dot{x}_2 - \dot{x}_{212}) - c_{\mathbb{2}}(x_2 - x_{212}) =$$

$$= \cos \vartheta_{21} \left(-F_{212} - W_{\mathbb{1}} - W_{\mathbb{2}} - Y_{212} \sin \gamma_{212} \right);$$

$$m_{221}\ddot{x}_{221} - \beta_{\mathbb{2}}(\dot{x}_2 - \dot{x}_{221}) - c_{\mathbb{2}}(x_2 - x_{221}) =$$

$$= \cos \vartheta_{22} \left(-F_{221} - W_{\mathbb{1}} - W_{\mathbb{2}} - Y_{221} \sin \gamma_{221} \right);$$

$$m_{222}\ddot{x}_{222} - \beta_{\mathbb{2}}(\dot{x}_2 - \dot{x}_{222}) - c_{\mathbb{2}}(x_2 - x_{222}) =$$

$$= \cos \vartheta_{22} \left(-F_{222} - W_{\mathbb{1}} - W_{\mathbb{2}} - Y_{222} \sin \gamma_{222} \right);$$

$$\frac{1}{2} \left(-\frac{2\beta_{\mathbb{2}}\varphi_{21} \left(\dot{\varphi}_{21} - \frac{\dot{\varphi}_{\mathbb{2}}}{u_{\mathbb{2}}} \right)}{u_{\mathbb{2}}} - \frac{2\beta_{\mathbb{2}}\varphi_{22} \left(\dot{\varphi}_{22} - \frac{\dot{\varphi}_{\mathbb{2}}}{u_{\mathbb{2}}} \right)}{u_{\mathbb{2}}} \right) + \frac{I_{\mathbb{2}}\ddot{\varphi}_{\mathbb{2}}}{u_{\mathbb{2}}^2} +$$

$$+ \frac{1}{2} \left(-\frac{2c_{\mathbb{2}}\varphi_{21} \left(\varphi_{21} - \frac{\varphi_{\mathbb{2}}}{u_{\mathbb{2}}} \right)}{u_{\mathbb{2}}} - \frac{2c_{\mathbb{2}}\varphi_{22} \left(\varphi_{22} - \frac{\varphi_{\mathbb{2}}}{u_{\mathbb{2}}} \right)}{u_{\mathbb{2}}} \right) = -M_{\mathbb{2}} - M_{\mathbb{2}};$$

$$\begin{aligned}
& I_{\boxtimes 111} \ddot{\phi}_{111} + \beta_{\phi 111} (\dot{\phi}_{111} - \dot{\phi}_{11}) + c_{\phi 111} (\phi_{111} - \phi_{11}) = r(F_{111} + W_{\boxtimes 111}) - M_{\bullet 111}; \\
& I_{\boxtimes 12} \ddot{\phi}_{112} + \beta_{\phi 112} (\dot{\phi}_{112} - \dot{\phi}_{11}) + c_{\phi 112} (\phi_{112} - \phi_{11}) = r(F_{112} + W_{\boxtimes 12}) - M_{\bullet 112}; \\
& I_{\boxtimes 21} \ddot{\phi}_{121} + \beta_{\phi 121} (\phi_{121} - \phi_{12}) + c_{\phi 121} (\phi_{121} - \phi_{12}) = r(F_{121} + W_{\boxtimes 21}) - M_{\bullet 121}; \\
& I_{\boxtimes 22} \ddot{\phi}_{122} + \beta_{\phi 122} (\dot{\phi}_{122} - \dot{\phi}_{12}) + c_{\phi 122} (\phi_{122} - \phi_{12}) = r(F_{122} + W_{\boxtimes 22}) - M_{\bullet 122}; \\
& \frac{1}{2} (2 \sin \psi_1 c_{\boxtimes} a_{\square}^2 + 2 \sin \psi_1 b_{\square}^2 c_{\boxtimes}) + \beta_{\psi} \dot{\psi}_1 + I_{\boxtimes} \ddot{\psi}_1 + \\
& \left(\frac{1}{2} (1 - \cos \psi_1) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \right. \\
& \left. + \cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) \sin \psi_1 (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \right) \left(2G_{1110} + 2G_{1120} + \right. \\
& \left. + 2G_{1210} + 2G_{1220} \right) \\
& + \frac{4 \sqrt{\cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (1 - \cos \psi_1) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}}}{c_{\boxtimes}} \\
& \left(\frac{1}{2} \sin \psi_1 (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \right. \\
& \left. \left(\frac{1}{2} (1 - \cos \psi_1) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \right. \right. \\
& \left. \left. + \cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) \sin \psi_1 (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \right) \left(G_{1110} + G_{1120} + \right. \right. \\
& \left. \left. + G_{1210} + G_{1220} \right) \right) \times \\
& + \frac{2c_{\boxtimes} \sqrt{\cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (1 - \cos \psi_1) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}}}{c_{\boxtimes}} \\
& \times (-8G_{1110} - 8G_{1120} - 8G_{1210} - 8G_{1220} + 4c_{\boxtimes}) \\
& + \frac{4 \sqrt{\frac{1}{2} (1 - \cos \psi_1) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \left(G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220} \right) \sqrt{\cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (1 - \cos \psi_1) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}}}}{c_{\boxtimes}}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{1}{2} \sin(\psi_1)(a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \right. \\
& \left. \begin{aligned} & \left(\sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) \sin \psi_1 (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) - \right. \\ & \left. - \frac{1}{2} \cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (1 - \cos \psi_1) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \right) \left(G_{1110} + G_{1120} + \right. \\ & \left. \left. + G_{1210} + G_{1220} \right) \right) \times \\ & \left. + \frac{2c_{\mathfrak{K}} \sqrt{\frac{(1 - \cos \psi_1) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}}{c_{\mathfrak{K}}}}}{c_{\mathfrak{K}}} \right) \times \\ & \times (-8G_{1110} - 8G_{1120} - 8G_{1210} - 8G_{1220} + 4c_{\mathfrak{K}}^2) + \\ & + \frac{\frac{1}{2} (1 - \cos \psi_1) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \left(G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220} \right) \sqrt{\frac{(1 - \cos \psi_1) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}}{c_{\mathfrak{K}}}}}{c_{\mathfrak{K}}}}{4} \\ & + \frac{\left(\sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) \sin \psi_1 (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) - \right. \\ & \left. - \frac{1}{2} \cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (1 - \cos \psi_1) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \right) \left(2G_{1110} + 2G_{1120} + \right. \\ & \left. \left. + 2G_{1210} + 2G_{1220} \right)}{4 \sqrt{\frac{(1 - \cos \psi_1) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}}{c_{\mathfrak{K}}}}} = 0; \right. \\ & \left. + \frac{4 \sqrt{\frac{(1 - \cos \psi_1) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + G_{1110} + G_{1120} + G_{1210} + G_{1220}}{c_{\mathfrak{K}}}}}{c_{\mathfrak{K}}} \right) = 0;
\end{aligned}$$

$$\frac{b_{\square}^2 \sec^4 \theta_1 (\beta_{\mathfrak{K}} \dot{\theta}_1 + c_{\mathfrak{K}} \sin 2\theta_1) + 2u_{\square}^2 (\beta_{\mathfrak{K}} \dot{\theta}_1 + c_{\mathfrak{K}} \sin 2\theta_1) + (I_{\square} + I_{\square}) \ddot{\theta}_1}{u_{\square}} = 0;$$

$$\frac{b_{\square}^2 \sec^4 \theta_2 (\beta_{\mathfrak{K}} \dot{\theta}_2 + c_{\mathfrak{K}} \sin 2\theta_2) + 2u_{\square}^2 (\beta_{\mathfrak{K}} \dot{\theta}_2 + c_{\mathfrak{K}} \sin 2\theta_2) + I_{\square} \ddot{\theta}_2}{u_{\square}} = 0;$$

$$I_{\mathfrak{K}22} \ddot{\psi}_{22} = 0;$$

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{2} \left(2\beta_{\varphi 21} \left(\dot{\varphi}_{21} - \frac{\dot{\varphi}_{\square}}{u_{\diamond}} \right) - 2\beta_{\varphi 211} (\dot{\varphi}_{211} - \dot{\varphi}_{21}) - 2\beta_{\varphi 212} (\dot{\varphi}_{212} - \dot{\varphi}_{21}) \right) + I_{\square 1} \ddot{\varphi}_{21} + \\
& + \frac{1}{2} \left(2c_{\varphi 21} \left(\varphi_{21} - \frac{\varphi_{\square}}{u_{\diamond}} \right) - 2c_{\varphi 211} (\varphi_{211} - \varphi_{21}) - 2c_{\varphi 212} (\varphi_{212} - \varphi_{21}) \right) = -M_{\square 1}; \\
& \frac{1}{2} \left(2\sin \psi_2 c_{\square} a_{\square}^2 + 2\sin \psi_2 b_{\square}^2 c_{\square} \right) + \beta_{\square} \psi_2 I_{\square} \ddot{\psi}_2 + \\
& \left(\frac{1}{2} (1 - \cos \psi_2) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \right. \\
& \left. + \cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) \sin \psi_2 (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \right) \left(2G_{2110} + 2G_{2120} + \right. \\
& \left. + 2G_{2210} + 2G_{2220} \right) \\
& + \frac{4 \sqrt{\cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) (1 - \cos \psi_2) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \frac{G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220}}{c_{\square}}}}{c_{\square}} \\
& \left(\frac{1}{2} \sin \psi_2 (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \right. \\
& \left. \left(\frac{1}{2} (1 - \cos \psi_2) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \right. \right. \\
& \left. \left. + \cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) \sin \psi_2 (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \right) \left(G_{2110} + G_{2120} + \right. \right. \\
& \left. \left. + G_{2210} + G_{2220} \right) \right) \times \\
& + \frac{2c_{\square} \sqrt{\cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_1}{2} \right) (1 - \cos \psi_2) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \frac{G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220}}{c_{\square}}}}{c_{\square}} \\
& \times (-8G_{2110} - 8G_{2120} - 8G_{2210} - 8G_{2220} + 4c_{\square}^2) \\
& + \frac{4 \sqrt{\frac{1}{2} (1 - \cos \psi_2) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \left(G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220} \right) \sqrt{\cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) (1 - \cos \psi_2) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \frac{G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220}}{c_{\square}}}}}{c_{\square}}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{1}{2} \sin(\psi_2)(a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \right. \\
& \left. \left(\sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) \sin \psi_2 (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) - \right. \right. \\
& \left. \left. - \frac{1}{2} \cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) (1 - \cos \psi_2) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \right) \left(\begin{array}{l} G_{2110} + G_{2120} + \\ + G_{2210} + G_{2220} \end{array} \right) \right) \times \\
& + \frac{2c_{\#}}{\sqrt{\frac{(1 - \cos \psi_2) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220}}{c_{\#}}}}} \\
& \times (-8G_{2110} - 8G_{2120} - 8G_{2210} - 8G_{2220} + 4c_{\#}^2) + \\
& + \frac{4}{\sqrt{\frac{\frac{1}{2}(1 - \cos \psi_2)(a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + \left(\begin{array}{l} G_{2110} + G_{2120} + \\ + G_{2210} + G_{2220} \end{array} \right) \sqrt{\frac{(1 - \cos \psi_2) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220}}{c_{\#}}}}}{c_{\#}}} \\
& \left(\sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) \sin \psi_2 (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) - \right. \\
& \left. - \frac{1}{2} \cos \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) (1 - \cos \psi_2) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) \right) \left(\begin{array}{l} 2G_{2110} + 2G_{2120} + \\ + 2G_{2210} + 2G_{2220} \end{array} \right) \\
& + \frac{4}{\sqrt{\frac{(1 - \cos \psi_2) \sin \left(\tan^{-1} \frac{b_{\square}}{a_{\square}} - \frac{\psi_2}{2} \right) (a_{\square}^2 + b_{\square}^2) + G_{2110} + G_{2120} + G_{2210} + G_{2220}}{c_{\#}}}}} = 0;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{2} \left(2\beta_{\varphi 22} \left(\dot{\varphi}_{22} - \frac{\dot{\varphi}_{\diamond}}{u_{\diamond}} \right) - 2\beta_{\varphi 221} (\dot{\varphi}_{221} - \dot{\varphi}_{22}) - 2\beta_{\varphi 222} (\dot{\varphi}_{222} - \dot{\varphi}_{22}) \right) + I_{\boxtimes 2} \ddot{\varphi}_{22} + \\
& + \frac{1}{2} \left(2c_{\varphi 22} \left(\varphi_{22} - \frac{\varphi_{\diamond}}{u_{\diamond}} \right) - 2c_{\varphi 221} (\varphi_{221} - \varphi_{22}) - 2c_{\varphi 222} (\varphi_{222} - \varphi_{22}) \right) = -M_{\boxtimes 2};
\end{aligned}$$

$$m_{\boxtimes} \ddot{m}_{\boxtimes} - \beta_{\boxtimes} (\dot{z}_{\boxtimes} - \dot{z}_{\boxtimes}) - c_{\boxtimes} (z_{\boxtimes} - z_{\boxtimes}) = 0;$$

$$m_{\boxtimes} \ddot{m}_{\boxtimes} - \beta_{\boxtimes} (\dot{y}_{\boxtimes} - \dot{y}_{\boxtimes}) - c_{\boxtimes} (y_{\boxtimes} - y_{\boxtimes}) = 0;$$

$$\begin{aligned}
& m_{\text{ш}} \ddot{x}_{\text{ш}} + \frac{1}{2} \left(-\frac{4I_{\text{ш}} \dot{R}_{\text{ш}} \dot{x}_{\text{ш}}}{R_{\text{ш}}^3} + \frac{2I_{\text{ш}} \ddot{x}_{\text{ш}}}{R_{\text{ш}}^2} - \frac{4I_{\text{ш}} \dot{R}_{\text{ш}} \dot{x}_{\text{ш}}}{R_{\text{ш}}^3} + \frac{2I_{\text{ш}} \ddot{x}_{\text{ш}}}{R_{\text{ш}}^2} \right) - \\
& - \beta_{\text{ш}} (\dot{x}_2 - \dot{x}_{\text{ш}}) - c_{\text{сх}} (x_2 - x_{\text{ш}}) + \frac{g_0 m_{\text{ш}}}{\sqrt{i_{\text{ш}}^2 + 1}} = -m_{\text{ш}} v_{\text{ш}}; \\
& \frac{1}{2} \left(2\beta_{\varphi 11} \left(\dot{\varphi}_{11} - \frac{\dot{\varphi}_{\text{ш}}}{u_{\text{ш}}} \right) - 2\beta_{\varphi 111} (\dot{\varphi}_{111} - \dot{\varphi}_{11}) - 2\beta_{\varphi 112} (\dot{\varphi}_{112} - \dot{\varphi}_{11}) \right) + I_{\text{ш1}} \ddot{\varphi}_{11} + \\
& + \frac{1}{2} \left(2c_{\varphi 11} \left(\varphi_{11} - \frac{\varphi_{\text{ш}}}{u_{\text{ш}}} \right) - 2c_{\varphi 111} (\varphi_{111} - \varphi_{11}) - 2c_{\varphi 112} (\varphi_{112} - \varphi_{11}) \right) = -M_{\text{ш1}}; \\
& \frac{1}{2} \left(2\beta_{\varphi 12} \left(\dot{\varphi}_{12} - \frac{\dot{\varphi}_{\text{ш}}}{u_{\text{ш}}} \right) - 2\beta_{\varphi 121} (\dot{\varphi}_{121} - \dot{\varphi}_{12}) - 2\beta_{\varphi 122} (\dot{\varphi}_{122} - \dot{\varphi}_{12}) \right) + I_{\text{ш2}} \ddot{\varphi}_{12} + \\
& + \frac{1}{2} \left(2c_{\varphi 12} \left(\varphi_{12} - \frac{\varphi_{\text{ш}}}{u_{\text{ш}}} \right) - 2c_{\varphi 121} (\varphi_{121} - \varphi_{12}) - 2c_{\varphi 122} (\varphi_{122} - \varphi_{12}) \right) = -M_{\text{ш2}}; \\
& m_{\text{ш}} \ddot{\varphi}_{12} + \beta_{\text{ш}} \dot{\varphi}_{12} + c_{\text{ш}} \varphi_{12} = N_{212}; \\
& m_{\text{ш}} \ddot{\varphi}_{21} + \beta_{\text{ш}} \dot{\varphi}_{21} + c_{\text{ш}} \varphi_{21} = N_{221}; \\
& m_{\text{ш}} \ddot{\varphi}_{22} + \beta_{\text{ш}} \dot{\varphi}_{22} + c_{\text{ш}} \varphi_{22} = N_{222}. \tag{2.7}
\end{aligned}$$

Таким образом, получена динамическая модель тормозных систем шарнирно-сочлененного шахтного локомотива, реализующих тормозную силу в контакте колеса и рельса, учитывающая массо-инерционные и упруго-диссипативные характеристики звеньев ходовой части и трансмиссии, а также жесткость рамы средней секции локомотива с возможностью торможения поезда одновременно несколькими параллельно работающими тормозными системами.

2.3. Определение сил сопротивления движению и направляющих усилий шахтного шарнирно-сочлененного локомотива при торможении

В динамической модели движения шахтного локомотива по участку реального шахтного рельсового пути участвуют силы взаимодействия его колес с рельсовыми нитями, а также второй по ходу движения тяговой секции с прицепной частью поезда, необходимые для определения обобщенных сил в уравнении Лагранжа второго рода. Эти силы достаточно точно рассчитаны для традиционных двухосных шахтных локомотивов, движущихся в режиме тяги на прямых и криволинейных участках пути [107]. Они определялись и для шахтных шарнирно-сочлененных локомотивов при движении в установившемся режиме по идеальной кривой без учета упруго-диссипативных параметров пути [66]. Возникает необходимость определения сил сопротивления движению и направляющих усилий от рельсовой колеи на экипаж шахтного шарнирно-сочлененного локомотива, движущегося по реальному рельсовому пути с кривизной в плане.

Горизонтальные силы взаимодействия колес с рельсами на прямых и криволинейных в плане участках пути показаны на рис. 2.8, где цифрами 1 и 2 обозначены продольные оси симметрии рам тяговых секций, а 3 – средней секции. Сжимающую силу F_c , приложенную к сцепке локомотива, задают или находят из решения системы уравнений как силу инерции некоторого состава вагонеток за вычетом сил сопротивления движению этих вагонеток.

В связи с установкой колесных пар на раме тяговых секций локомотива через упругие резинометаллические шарниры, они, при взаимодействии реборд набегающих колес с рельсами, могут поворачиваться относительно вертикальной поперечной оси тяговой секции на углы перекоса \mathcal{G}_{in} . Здесь также обозначены углы установки колесных пар относительно рельсовых нитей σ_{inj} и углы набегания реборд колес на внутренние поверхности головки рельса γ_{inj} . Указанные углы определяют с учетом [104, 108] по выражениям

$$\begin{aligned} \sigma_{i11} &= \operatorname{arctg} \frac{\frac{s_b}{2} - Z_1 a_i}{R_i + Z_2 \left(\frac{s_p + Z_3 u_{i1}}{2} \right)}; \quad \sigma_{i12} = \operatorname{arctg} \frac{\frac{s_b}{2} + Z_1 a_i}{R_i + Z_2 \left(\frac{s_p + Z_3 u_{i1}}{2} \right)}; \\ \sigma_{i21} &= \operatorname{arctg} \frac{\frac{s_b}{2} + Z_1 a_i}{R_i + Z_2 \left(\frac{s_p + Z_3 u_{i2}}{2} \right)}; \quad \sigma_{i22} = \operatorname{arctg} \frac{\frac{s_b}{2} + a_i}{R_i + Z_2 \left(\frac{s_p + Z_3 u_{i2}}{2} \right)}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

и

$$\begin{aligned} \gamma_{i11} &= \operatorname{arc} \sin \frac{\frac{s_b}{2} + Z_1 a_i}{R_i - (r + c) \operatorname{tg} \delta_0 + Z_2 \frac{u_{i1}}{2}}; \quad \gamma_{i12} = \operatorname{arc} \sin \frac{\frac{s_b}{2} + Z_1 a_i}{R_i - (r + c) \operatorname{tg} \delta_0 + Z_2 \frac{u_{i1}}{2}}; \\ \gamma_{i21} &= \operatorname{arc} \sin \frac{\frac{s_b}{2} + Z_1 a_i}{R_i - (r + c) \operatorname{tg} \delta_0 + Z_2 \frac{u_{i2}}{2}}; \quad \gamma_{i22} = \operatorname{arc} \sin \frac{\frac{s_b}{2} + Z_1 a_i}{R_i - (r + c) \operatorname{tg} \delta_0 + Z_2 \frac{u_{i2}}{2}}, \end{aligned} \quad (2.9)$$

где a_i – расстояние между геометрическим центром тележки i -й тяговой секции и полюсом ее вращения при движении в кривой, определяют как

$$a_i = \frac{(u_{i1} + u_{i2}) R_i}{4s_b},$$

где u_{i1} и u_{i2} – осевые смещения соответственно первой и второй колесных пар i -й тяговой секции, находят по выражению

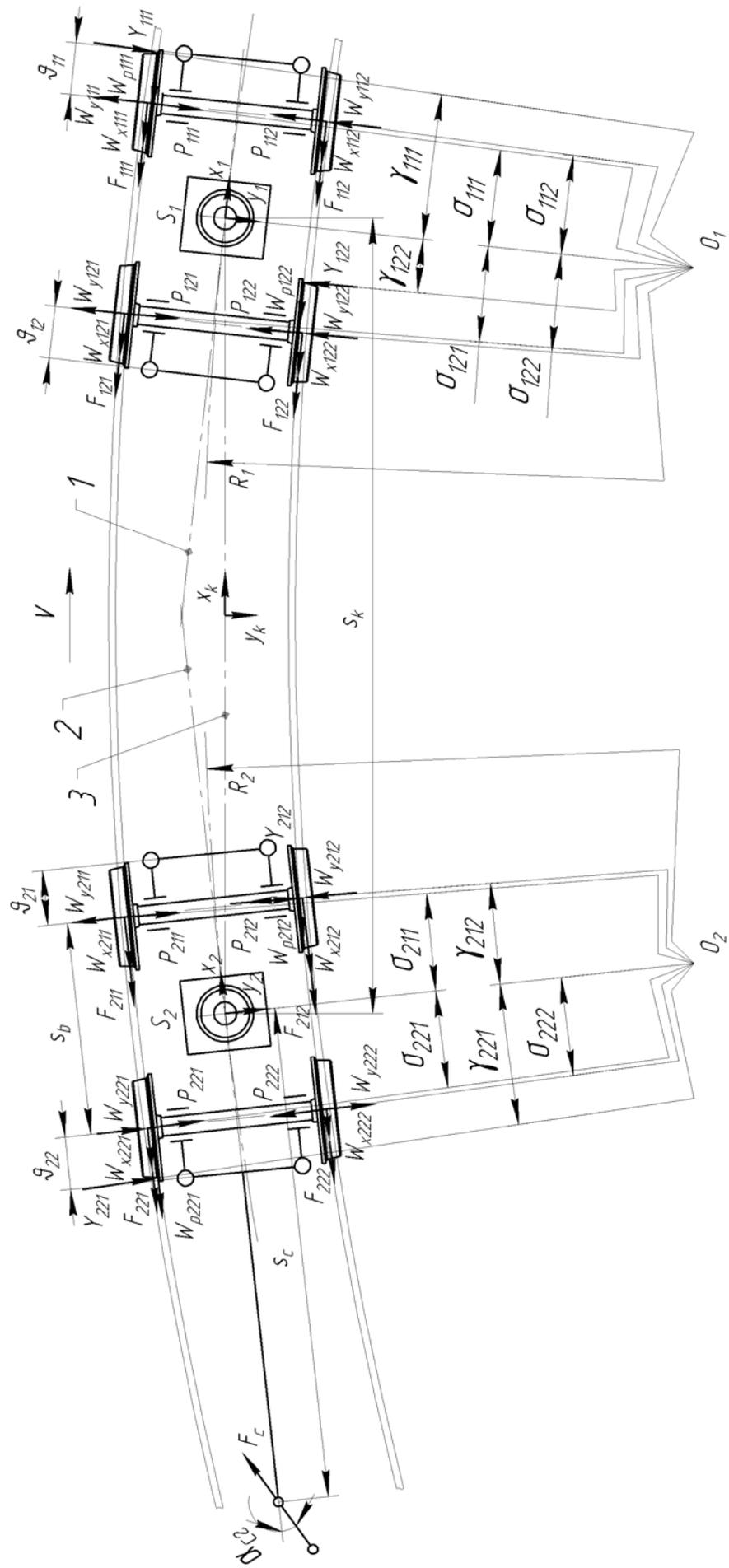


Рис. 2.8. Схема приложения сил к колесам и рамам тяговых секций локомотива в плоскости пути

$$u_{in} = s_{pin} - s_{kk},$$

где s_{pin} – текущее значение ширины рельсовой колеи под колесной парой, м;

s_{kk} – стандартное значение колесной колеи, равно 890 мм для рельсовой колеи s_{pk} величиной 900 мм;

c – стандартная высота гребня (реборды) колеса, равная 0,022 м для колес шахтных локомотивов;

δ_0 – стандартный угол коничности реборды, равный 75° для колес шахтных локомотивов.

Но углы набегания (2.9) можно считать истинными только если они будут меньше критического γ_0 , который равен выражению

$$\gamma_0 = \arcsin \sqrt{\frac{2(c - r_p(1 - \cos \delta_0))}{r + c} \operatorname{tg} \delta_0},$$

где r_p – радиус скругления головки рельса, для Р34 равен 12 мм.

В противном случае их следует определять по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \gamma_{i11} &= \arcsin \frac{\frac{s_b}{2} + Z_1 a_i + (r + c) \operatorname{tg} \delta_0 \sin \gamma_0}{R_i + Z_3 \frac{u_{i1}}{2}}; \\ \gamma_{i12} &= \arcsin \frac{\frac{s_b}{2} + Z_1 a_i + (r + c) \operatorname{tg} \delta_0 \sin \gamma_0}{R_i + Z_3 \frac{u_{i1}}{2}}; \\ \gamma_{i21} &= \arcsin \frac{\frac{s_b}{2} + Z_1 a_i + (r + c) \operatorname{tg} \delta_0 \sin \gamma_0}{R_i + Z_3 \frac{u_{i2}}{2}}; \\ \gamma_{i22} &= \arcsin \frac{\frac{s_b}{2} + Z_1 a_i + (r + c) \operatorname{tg} \delta_0 \sin \gamma_0}{R_i + Z_3 \frac{u_{i2}}{2}}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Здесь Z_1, Z_2, Z_3 – сигнофункции углов установки колесных пар (2.9), (2.10) и набегания колес (2.8) при разных положениях тяговой секции локомотива в кривой YY_i (файл *3DKP.nb*), приведены в табл. 2.4.

Сигнофункции углов установки и набегания колес

Сигнофункция	Положение экипажа в колее																			
	Промежуточное, $YYi = 0$				Хордовое, $YYi = 1$ и $YYi = 11$				Наибольшего отрицательного перекоса, $YYi = 2$				Наибольшего положительного перекоса, $YYi = 3$				Отрицательное промежуточное, $YYi = 4$			
	nj колеса																			
	11	12	21	22	11	12	21	22	11	12	21	22	11	12	21	22	11	12	21	22
Z_1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1
Z_2	0	0	0	0	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	0	0
Z_3	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1

Тормозную силу в точке контакта дорожек катания рельса и inj -го колеса F_{inj} обычно находят исходя из [134] по формуле

$$F_{inj} = \psi_{inj} N_{inj}, \quad (2.11)$$

где ψ_{inj} – коэффициент сцепления соответствующего колеса с рельсом [108, 112, 122], в режиме торможения зависит от условий загрязненности дорожек катания рельсовых нитей, а максимальное его значение может быть реализовано только на прямой, определяют как

$$\psi_{inj} = k_{\Pi} \frac{\psi_{\varepsilon}}{\psi_0} \left[-0,016935 \left(11 \sqrt{100 \varepsilon_{inj}^5} \right) + 0,195576 \operatorname{th} \left(100 \times 1,5 \varepsilon_{inj} \right) \right], \quad (2.12)$$

где k_{Π} – коэффициент группировки привода, равный единице для индивидуального привода локомотива (когда каждая колесная пара приводится отдельным двигателем) и составляющий от 1,1 до 1,2 для группового привода (когда все колесные пары тяговой секции приводится одним двигателем);

ε_{inj} – полное относительное скольжение колеса по рельсу; при движении локомотива по прямой возникает продольное скольжение колеса относительно рельса $\varepsilon_{x inj}$, а при криволинейном появляется поперечное скольжение $\varepsilon_{y inj}$. Полное скольжение колеса при движении локомотива в кривой есть векторная сумма продольного и поперечного скольжений

$$\varepsilon_{inj} = \sqrt{\varepsilon_{x inj}^2 + \varepsilon_{y inj}^2}.$$

$$\varepsilon_{x inj} \text{ определяют как } \varepsilon_{x inj} = \frac{\dot{x}_{inj} - r\dot{\phi}_{inj}}{\dot{x}_{inj}}, \text{ а } \varepsilon_{y inj} = \sin \sigma_{inj}.$$

Изменение величины продольного скольжения колеса по рельсу в зависимости от радиуса кривизны участка пути приведено на рис. 2.9 [110]. Кривая 1 соответствует наружному колесу, а 2 – внутреннему.

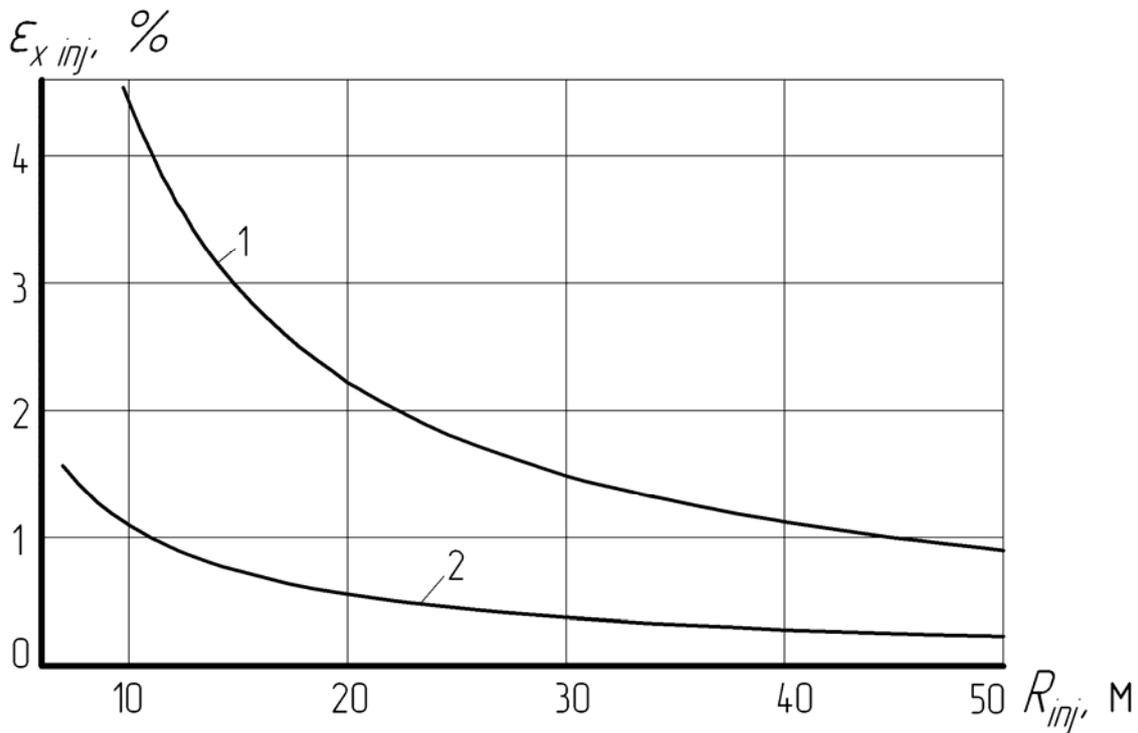


Рис. 2.9. Изменение величины продольного скольжения колеса по рельсу в зависимости от радиуса кривизны участка пути

Зависимость коэффициента сцепления конкретного колеса от продольного его скольжения по рельсу приведена на рис. 2.10 [110, 144]. Рабочая часть характеристики, когда качение колеса по рельсу находится в зоне упругого скольжения, показана на рис. 2.10, а, а качение в зоне срыва сцепления при юзе – на рис. 2.10, б. Здесь же для сравнения показаны зависимости, предлагавшиеся различными исследователями ранее.

N_{inj} – нормальная реакция рельса под колесом, Н; с учетом влияния динамических сил, догружающих колеса первой по ходу движения колесной пары в тяговой секции и разгружающих колеса второй, а также силы на сцепке второй тяговой секции, нормальные реакции рельсов под колесами определяют по формулам

$$\begin{aligned}
N_{1nj} = & \left(m_1 g_0 + m_k g_0 \left(\frac{1}{2} \cos(\arctg i_{p1}) + (-1)^n \sin(\arctg i_{p1}) \frac{h_{yc}}{s_k} \right) \times \right. \\
& \left. \times \left(\cos(\arctg i_{s1}) + (-1)^j \sin(\arctg i_{s1}) \frac{h_{yc}}{s_{p1nj}} \right) \right) \times \\
& \times \left(\frac{1}{2} \cos(\arctg i_{pi}) + (-1)^n \sin(\arctg i_{pi}) \frac{h_{ym+r}}{s_b} \right) \times \\
& \times \left(\frac{1}{2} \cos(\arctg i_{s inj}) + (-1)^j \sin(\arctg i_{s inj}) \frac{h_{ym+r}}{s_{p1nj}} \right) - \\
& - \ddot{x}_1 \left(-(-1)^n m_1 \frac{h_{ym+r}}{2s_b} - (-1)^j m_k \frac{h_{yc}}{4s_k} \right) - \frac{1}{4} \left(m_1 + \frac{m_k}{2} \right) \frac{\dot{x}_1}{R_{p1}}; \\
N_{2nj} = & \left(m_2 g_0 + m_k g_0 \left(\frac{1}{2} \cos(\arctg i_{p1}) + (-1)^n \sin(\arctg i_{p1}) \frac{h_{yc}}{s_k} \right) \times \right. \\
& \left. \times \left(\cos(\arctg i_{s2}) + (-1)^j \sin(\arctg i_{s1}) \frac{h_{yc}}{s_{p2nj}} \right) \right) \times \\
& \times \left(\frac{1}{2} \cos(\arctg i_{pi}) + (-1)^n \sin(\arctg i_{pi}) \frac{h_{ym+r}}{s_b} \right) \times \\
& \times \left(\frac{1}{2} \cos(\arctg i_{s inj}) + (-1)^j \sin(\arctg i_{s inj}) \frac{h_{ym+r}}{s_{p2nj}} \right) - \\
& - \ddot{x}_2 \left(-(-1)^n m_2 \frac{h_{ym+r}}{2s_b} - (-1)^j m_k \frac{h_{yc}}{4s_k} \right) + (-1)^n \frac{F_c h_c}{2s_b} - \frac{1}{4} \left(m_2 + \frac{m_k}{2} \right) \frac{\dot{x}_2}{R_{p2}},
\end{aligned} \tag{2.13}$$

где h_c – высота сцепного устройства локомотива над уровнем головки рельса, м;
 $i_{p inj}$ – продольный уклон пути под inj -м колесом локомотива, положительный
знак соответствует подъему;

$$W_{x inj} = A_k \sin|\varepsilon_{x inj}| + B_k \sin(3|\varepsilon_{x inj}|) + W_0, \tag{2.14}$$

где W_0 – постоянная составляющая сил сопротивления движению колеса, –
сумма моментов трения в подшипниках буксовых узлов, валов колесного ре-
дуктора, карданных валов и двигателя под статической нагрузкой, а также в
зубчатых передачах редуктора, приведенных к точке контакта колеса и рельса,
равна 306,8 Н для Э10. Эту силу определяли по известной методике [109];

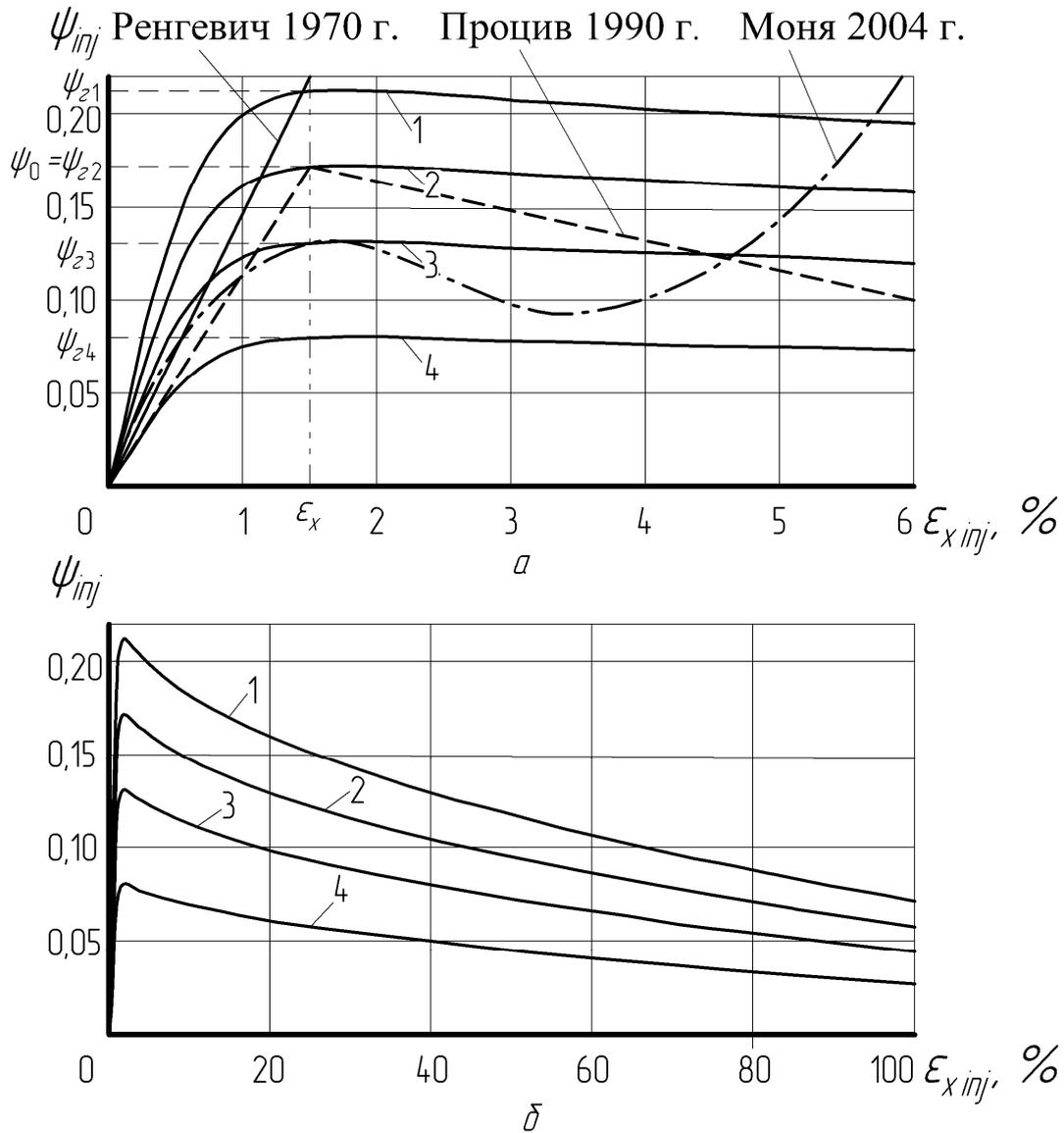


Рис. 2.10. Зависимость коэффициента сцепления от полного скольжения колеса по рельсу:

a – на участке упругого скольжения; δ – на участке повышенного скольжения

A_k и B_k – коэффициенты Фурье для продольного скольжения колеса, имеющие размерность силы, определяются по выражениям

$$A_k = \frac{4(N_{inj} f_0 + \alpha_{ск} \delta_{max})}{\pi^2 \sin\left(\frac{\pi N_{inj} f_0}{N_{inj} f_0 + \alpha_{ск} \delta_{max}}\right)}; \quad B_k = \frac{4(N_{inj} f_0 + \alpha_{ск} \delta_{max})}{9\pi^2 \sin\left(\frac{3\pi N_{inj} f_0}{N_{inj} f_0 + \alpha_{ск} \delta_{max}}\right)}, \quad (2.15)$$

где f_0 – коэффициент трения скольжения стали по стали, равен коэффициенту сцепления при стопроцентном скольжении для конкретных условий загрязненности рельсового пути, находят из (2.12) как частный случай, то есть

$$f_0 = k_{\Pi} \frac{\psi_z}{\psi_0} \left[-0,016935 \left(1 \sqrt{100 \times 1,00^5} \right) + 0,195576 \operatorname{th}(100 \times 1,5 \times 1,00) \right]; \quad (2.16)$$

$\alpha_{ск}$ – эмпирический коэффициент, зависящий от нагрузки колеса на рельс и равный для шахтных локомотивов примерно 9 Н/мк [98];

δ_{\max} – наибольшая величина упругого сдвига в паре колесо – рельс, равная 30 мк.

Значение силы поперечного скольжения колеса в точке контакта с рельсом составляет

$$W_{y inj} = A_k \sin \varepsilon_{y inj} + B_k \sin(3\varepsilon_{y inj}). \quad (2.17)$$

Силу продольного скольжения набегающего колеса, возникающую при трении реборды о рельс в криволинейном участке пути, определяют как

$$W_{p inj} = \frac{\lambda_{inj}}{r} \left[A_p \sin(\operatorname{ctg} \beta_{inj}) + B_p \sin(3 \operatorname{ctg} \beta_{inj}) \right], \quad (2.18)$$

где β_{inj} – угол забега реборды, определяемый как $\beta_{inj} = \arccos(\sin \gamma_{inj} \operatorname{tg} \delta_0)$;

λ_{inj} – забег реборды набегающего колеса, находят по формуле

$$\lambda_{inj} = (r + c) \sin \gamma_{inj} \operatorname{tg} \delta_0.$$

При определении силы продольного скольжения реборды набегающего колеса об рельсы в выражениях для коэффициентов Фурье A_p и B_p вместо нормальной реакции рельса под колесом N_{inj} следует подставлять \tilde{N}_{inj} – реакцию рельса на реборду колеса, определяемую как $\tilde{N}_{inj} = Y_{inj} \sin \delta_0$.

Направляющую силу P_{inj} , действующую вдоль оси колесной пары со стороны рельса на дорожку катания колеса, с учетом коничности колесных бандажей находят как

$$P_{inj} = -(-1)^j \mu N_{inj}, \quad (2.19)$$

где μ – коничность бандажей колес локомотива, для новых (не изношенных) равна 1/7, при износе бандажей она уменьшается вплоть до цилиндричности.

Направляющую силу Y_{inj} в отличие от (2.19) находят как силу, возникающую от взаимодействия рельса с ребордой набегающего колеса под углом δ_0 (двухточечный контакт) при круговом движении локомотива в плане (от непогашенного поперечным уклоном пути нормального ускорения).

$$Y_{inj} = -(-1)^j \left[\frac{1}{2} \left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) \left(\frac{\dot{x}_i^2}{R_i} - g_0 i_{s \ inj} \right) \sin \delta_0 \right]. \quad (2.20)$$

При этом на ненабегающих колесах направляющие силы будут нулевыми, поскольку там отсутствует контакт реборды колеса с рельсом (одноточечный контакт).

Хотя в общем случае расположение экипажа шахтного локомотива в кривой зависит от множества факторов и, в конечном счете, носит случайный характер, тем не менее, наиболее характерными для шахтного шарнирно-сочлененного локомотива в режиме торможения положениями при небольших скоростях движения (менее 4 м/с) будут следующие (см. рис. 2.8):

а) для первой по ходу движения тяговой секции – положение наибольшего отрицательного перекоса, когда с внутренними поверхностями рельсов контактируют реборды левого колеса первой колесной пары и правого второй ($YU1=3$);

б) для второй по ходу движения тяговой секции – положение наибольшего положительного перекоса, когда с внутренними поверхностями рельсов контактируют реборды правого колеса первой колесной пары и левого второй ($YU2=2$).

Такие размещения экипажа на пути образуются из-за наличия уширения в рельсовой колее, поскольку даже на прямом участке между ребордами колес и внутренними поверхностями рельсов должны быть гарантированные зазоры. Описанные положения наиболее часты, поскольку вторую тяговую секцию разворачивает сила на ее сцепке от состава затормаживаемых вагонеток, а первую толкает без перекоса рама средней секции.

При большей скорости обе тяговые секции располагаются на кривой в хордовом положении, когда с внутренней поверхностью наружного рельса взаимодействуют левые колеса всех колесных пар локомотива. Такое положение будет обеспечиваться определенной величиной центробежной силы. Скорость перехода в хордовое положение определяют как скорость срыва сцепления. При имеющихся поперечных уклонах пути $i_{s \ i}$ значения граничной скорости, вызывающей смену положения установки экипажа в кривой на хордовое, рассчитывают как $v_{cc} = \sqrt{g_0 R \frac{f_0 + i_s}{1 - f_0 i_s}}$, при этом для определения Y_{inj} всегда используют

(2.20). При коэффициенте трения поперечного скольжения колеса по рельсу f_0 , равном 0,1, минимально разрешенном радиусе кривизны пути R , составляющем 20 м (для колеи 900 мм) и ускорении свободного падения g_0 на уровне моря на широте Украины, на пути с нулевым $i_{s \ i}$ эта скорость составит 4,43 м/с.

В качестве прямой можно принять кривую, радиус которой более 1000 м, поскольку задавать бесконечность в компьютерных расчетах проблематично.

Полученные выражения используют для определения обобщенных сил в уравнениях Лагранжа второго рода как реакции системы на неголономные связи колес с рельсами.

Таким образом, предложено заменять односторонние неголономные связи колес шахтного шарнирно-сочлененного локомотива с рельсами их реакциями, удовлетворяющими условию неизменности траектории движения освобожденной системы (в пространстве и во времени) по принципу Д'Аламбера-Лагранжа. Это позволяет точнее формировать обобщенные силы для случая движения локомотива по реальным участкам шахтного рельсового пути с экспериментально измеренными геометрическими параметрами (продольный и поперечный уклоны, радиусы кривизны в плане и профиле, длинные и короткие неровности). Появляется возможность создания локомотива с высокими тягово-тормозными характеристиками для работы на существующих шахтных путях и определения требований к профилю строящихся шахтных выработок, в которых предполагается использование тяжелых локомотивов нового поколения.

Предложен алгоритм, позволяющий в зависимости от радиуса кривой, ее направления (знака), поперечного уклона пути и скорости движения спрогнозировать положение тяговой секции локомотива на криволинейном участке пути.

2.4. Сравнительные исследования колесно-колодочных тормозов различной конструкции на шахтном локомотиве

Повышение эффективности тормозной системы шахтного локомотива является важной задачей совершенствования локомотивной откатки, особенно при использовании на угольных и рудных шахтах тяжелых шарнирно-сочлененных электровозов [173]. Применение аккумуляторных батарей повышенной емкости и установка более мощных тяговых двигателей, в том числе асинхронных с плавным пуском и регулированием скорости, на шахтных электровозах требует разработки более мощных тормозов. Становится обязательным многократное резервирование тормозной системы [120] путем установки на таких локомотивах нескольких параллельно работающих тормозов различных типов, как это показано на рис. 2.11.

Помимо магниторельсовых 1 и гравитационных 2 рельсовых тормозов устанавливаются также колесно-колодочные 3 и дисковые. Применение колесно-колодочных тормозов традиционной конструкции на шарнирно-сочлененных локомотивах считалось малоэффективным [110] из-за ограничений по сцеплению колеса с рельсом, что на уклонах более 30 ‰ делает остановку груженого состава практически невозможной. Кроме того, конструктивные особенности таких тормозов не обеспечивают постоянства реализации тормозной силы при движении локомотива в кривой и на реальном шахтном рельсовом пути со значительными несовершенствами в плане и профиле, хотя предлагались [162] секционированные тормозные колодки с упругой связью между ее основанием и фрикционными.

Модернизированный шарнирно-сочлененный кабельный электровоз Э10 оборудован колесно-колодочным тормозом оригинальной конструкции [1]. Дополнительную эффективность ему придает использование песочниц 4 барабанного типа [2], гарантированно обеспечивающих принудительную подачу песка практически любой влажности под колеса движущегося локомотива.

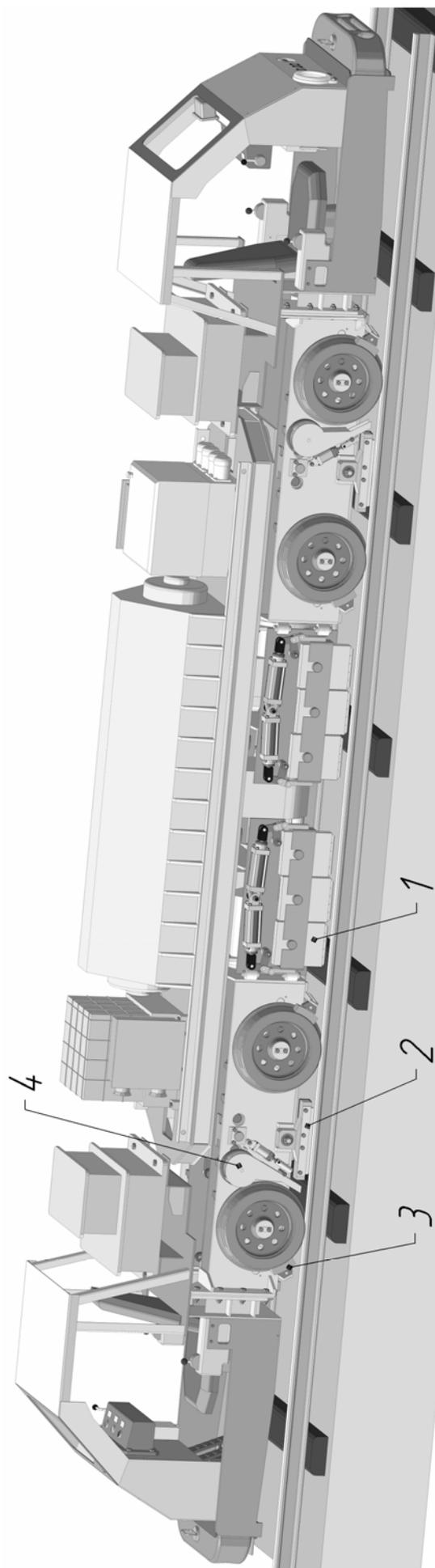


Рис 2.11. Шарнирно-сочлененный шахтный электровоз Э10 на прямом участке рельсового пути

Усовершенствованный колесно-колодочный тормоз с осевым замыканием тормозного усилия показан на рис. 2.12. Колодка 1 установлена в башмаке, который шарнирно закреплен на рычаге привода 2.

Указанный рычаг имеет возможность поворачиваться через резинометаллический шарнир вокруг оси 3. Эта ось неподвижно закреплена на раме 4 тележки тяговой секции локомотива. При наезде колеса на вертикальную неровность пути рычаг 5 вместе с колесной парой 6 поворачивается вокруг оси 3, заставляя деформироваться горизонтальную пружину подвески 7.

На буксе 8 шарнирно закреплен корпус 9 тормозного гидроцилиндра, шток 10 которого поворачивает рычаг 2 вокруг оси 3, прижимая тормозную колодку 1 к поверхности катания колеса, что создает тормозной момент. Возможно также размещение ручного привода на включение-отключение такого тормоза, что обусловлено требованиями безопасной эксплуатации локомотивной откатки.

Имеется возможность установки пружинного механизма, прижимающего тормозные колодки к колесам в случае необходимости экстренной остановки локомотива или при возникновении аварийной ситуации, например, при разрыве трубопроводов тормозной системы или отключении насоса.

В отличие от существующих колесно-колодочных тормозов локомотивов с челюстным буксовым подвешиванием, где тормозные рычаги опираются на раму тележки и колеблются синхронно с осями колесных пар, в предложенной конструкции рычаги 2 закреплены на осях 3 вертикальных угловых колебаний колесных пар и перемещаются вместе с ними (осевое замыкание тормозного усилия).

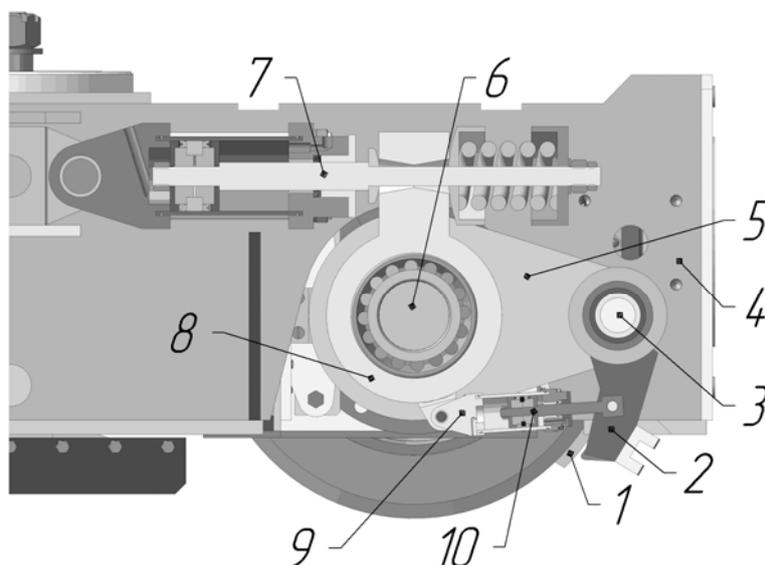


Рис. 2.12. Конструкция колесно-колодочного тормоза с осевым замыканием тормозного усилия

Для проведения сравнительных испытаний двух видов колесно-колодочных тормозов, на одной из тележек электровоза Э10 изменен способ опирания корпуса гидроцилиндра 9. Он сделан соответствующим обычной тра-

диционной конструкции таких тормозов. Как это видно на рис. 2.13, корпус цилиндра 9 крепится не на буксе 8, а на раме тележки тяговой секции 4. В такой конструкции вертикальные колебания рамы относительно колесной пары приводят к поворотам рычага 2 вокруг оси 3 и, следовательно, к изменению усилия прижатия тормозной колодки к поверхности катания колеса, что снижает эффективность применения традиционной конструкции с рамным замыканием тормозного усилия.

Сравнительные испытания новой и традиционной конструкции колесно-колодочных тормозов проводились на шахте «Терновская» ДТЭК «Павлоградуголь». Эксперименты делали на прямом горизонтальном участке шахтного рельсового пути длиной около 100 м, имеющем синусоидальные проседания рельсовых нитей амплитудой около 7 мм, что определяло колебания поперечного уклона пути $\pm 20\%$ и ступеньки рельсовых стыков от 5 до 10 мм. Схема эксперимента показана на рис. 2.14. Тяговый локомотив 1 перемещал (на рисунке влево) одновременно две тяговые секции электровоза Э10 с отключенными тяговыми двигателями.

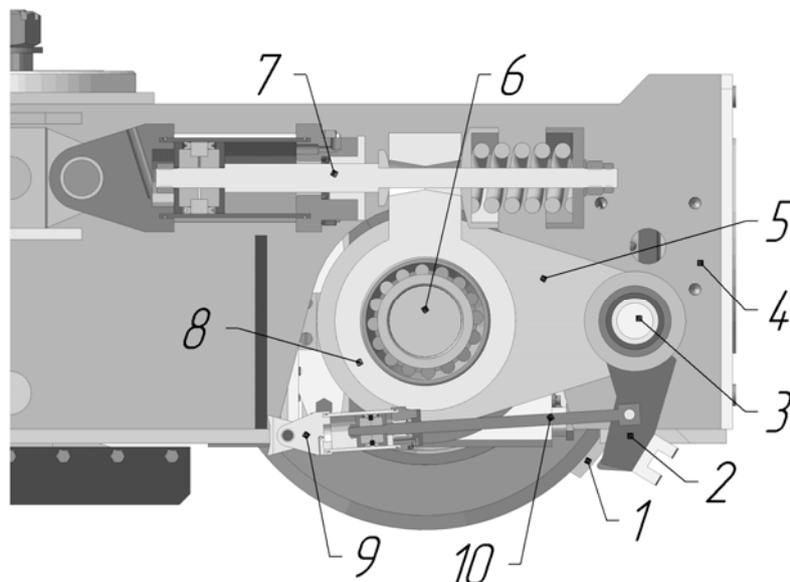


Рис. 2.13. Традиционная конструкция с рамным замыканием тормозного усилия

Динамометрической тягой 2 через буферно-цепное устройство тяговый локомотив 1 соединяли с первой секцией 3, оснащенной колодочным тормозом обычной конструкции. А через шкворневую тягу 4, проходящую под первой секцией 3, и динамометрическую тягу 5 тяговый локомотив соединяли и со второй секцией 6, оснащенной колодочным тормозом с осевым замыканием тормозного усилия. Путь датчик 7, закрепленный на одной из секций, свободно катящимся по рельсу роликом регистрировал скорость и пройденный путь поезда.

Таким образом, во время каждого заезда одновременно регистрировали тормозную силу, развиваемую колесно-колодочными тормозами первой 3 и второй 6 секций. Результаты экспериментов записывали с помощью лучевого осциллографа на светочувствительную бумагу.

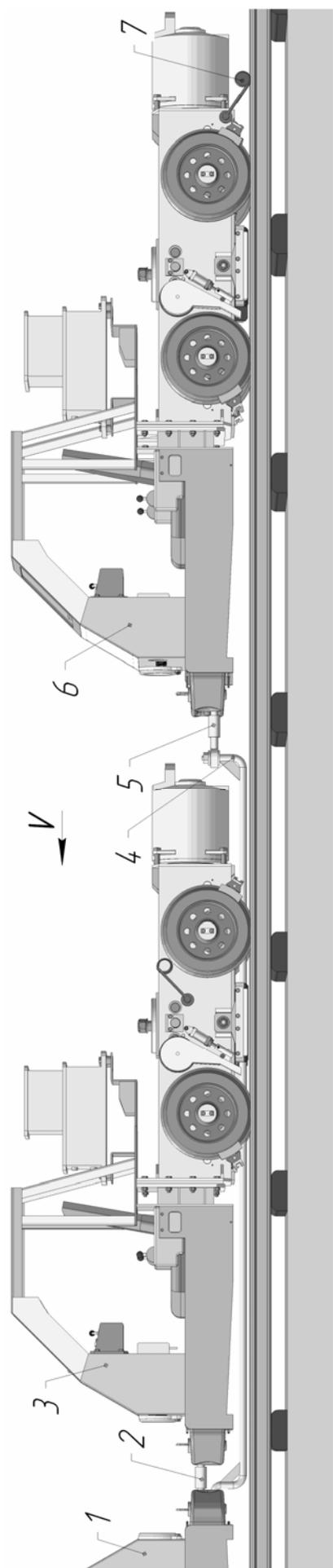


Рис. 2.14. Схема эксперимента по определению тормозных сил тяговых секций локомотива Э10, оборудованных разными колесно-колодочными тормозами (традиционными и новыми)

Для создания равных условий работы тормозных систем на каждой секции, их маслопроводы были объединены в общую систему и управлялись от общего золотника-регулятора, что обеспечивало одинаковое давление в каждом тормозном цилиндре.

Запись показаний динамометрических тяг 2 и 5 выполнялась в различных режимах движения поезда, в том числе при трогании с места с наложенными тормозами, а также их включении после разгона и достижения составом установившейся скорости.

Величина давления масла в трубопроводах варьировалась, что позволяло создавать различные усилия прижатия тормозных колодок к поверхностям катания колес и формировать, таким образом, разное значение тормозной силы, реализуемой секцией локомотива. Тележки 3 и 6, оснащенные колесно-колодочными тормозами разной конструкции, менялись местами в поезде для исключения влияния шкворневой тяги 4 на величину тормозной силы, регистрируемой динамометром 5. Одна из осциллограмм эксперимента представлена на рисунке 2.15. Здесь сигнал 1 соответствует путевому датчику (поз. 7 на рис. 2.14), кривая 2 представляет сигнал от динамометра, через который тянули секцию с колесно-колодочным тормозом традиционного типа (поз. 2 на рис. 2.14), а шлейф 3 регистрировал сигнал от динамометра перед секцией с колесно-колодочным тормозом нового типа (поз. 5 на рис. 2.14). Прямая линия 4 обозначает расчетное значение максимальной тормозной силы $F_{S\psi i}$ тяговой секции для конкретных условий загрязненности рельсов, которую могут создать колесно-колодочные тормоза перед блокировкой колес, после чего наступит явление юза и сила торможения колесного экипажа значительно уменьшится.

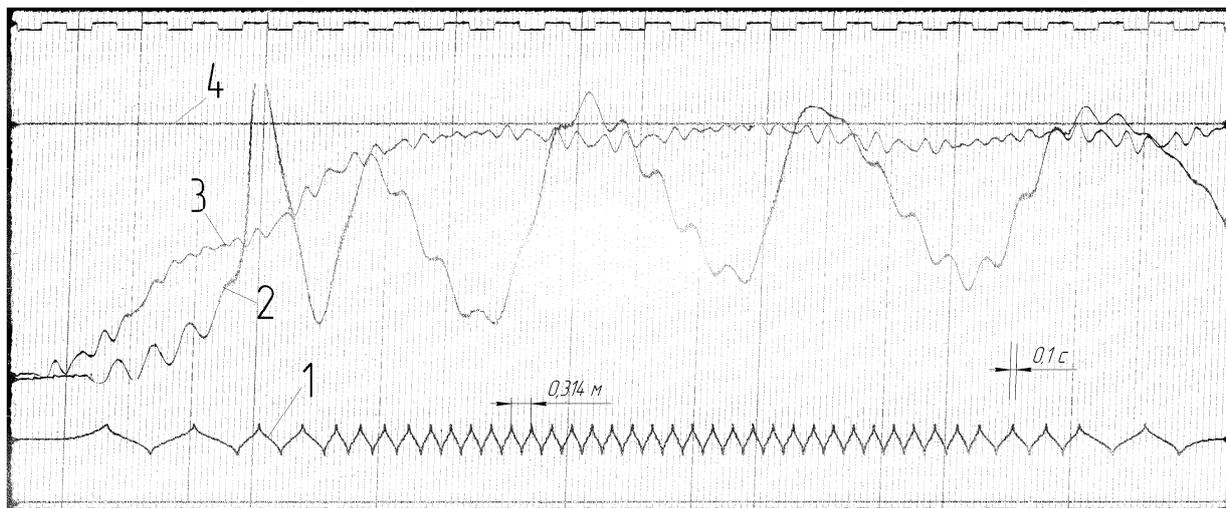


Рис. 2.15. Осциллограмма эксперимента

Значение этой силы определяется по выражению

$$F_{S\psi i} = \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \psi N_{inj},$$

где ψ – коэффициент сцепления локомотива, принимаемый по экспериментальным данным [133] в зависимости от загрязненности дорожек катания рельсовых нитей шахтных выработок;

N_{inj} – нормальная реакция горизонтального рельса под колесом, Н. Для сухих чистых рельсов шахтных выработок без подсыпки песка коэффициент сцепления принимали равным 0,17.

Наибольшее расчетное значение максимальной тормозной силы тяговой секции обозначали как $F_{s\psi i0}$. После начала движения, давление в тормозной системе колесно-колодочных тормозов обеих секций плавно поднимали в течение примерно 6 с и устанавливали таким, чтобы нагрузить колеса максимальным тормозным моментом (не достигая юза). Для этого соответствующим образом настраивали клапан ограничения давления. Например, при движении по сухим чистым рельсам шахтных выработок без подсыпки песка давление в тормозной магистрали устанавливали равным примерно 4 МПа.

Как видно на осциллограмме, после плавного начала движения поезда тормозная сила на первой и второй тележке возрастала неодинаково. На первой тележке (тормоз традиционной конструкции с рамным замыканием тормозного усилия) она значительно колебалась (кривая 2), иногда превышая допустимую величину (прямую 4). Это происходило потому, что корпус 9 тормозного цилиндра установлен на раме 4 (см. рис. 2.13) тележки, а ее колебания, возникающие при движении по неровностям пути (различной частоты и амплитуды), приводили к качанию рычага 2 вокруг оси 3, в итоге периодически уменьшая или увеличивая силу прижатия колодки к поверхности катания колеса. На второй тележке (тормоз новой конструкции с осевым замыканием тормозного усилия) тормозная сила изменялась более плавно (кривая 3 на рис. 2.15). Колебания подвески приводили лишь к незначительным деформациям эластичных элементов в резинометаллическом шарнире, соединяющем рычаг 2 (см. рис. 2.12) и ось 3, и, – небольшим пульсациям тормозной силы. Низкочастотные колебания сигнала 3 отражают местные прогибы рельсовых нитей и локальные изменения значения продольного уклона рельсового пути.

В экспериментах на скоростях v до 4 м/с моделировали различное состояние поверхностей дорожек катания рельсов, – от практически чистых, до покрытых пленкой жидкой угольно-породной грязи. Также применяли подсыпку песка из песочниц 4 (см. рис. 2.11) барабанного типа, которыми оборудован локомотив Э10. Для количественной оценки эффективности колесно-колодочных тормозов разных конструкций функцию тормозной силы тяговой секции от скорости для тяговой секции $F_{si} = f(v)$ представим в виде

$$F_{si} = F_0 \exp(-\phi v),$$

где F_0 – тормозная сила при $v = 0$ (на стоянке), Н;

ϕ – коэффициент аппроксимации.

Используя метод наименьших квадратов, получим

$$\phi = \left(\frac{\sum_{\xi=1}^{\varpi} v \ln F_{\xi}}{\sum_{\xi=1}^{\varpi} v_{\xi}^2} \right)^{-1},$$

где F_{ξ}, v_{ξ} – экспериментальные данные тормозной силы и скорости движения, соответственно в ξ -ом опыте из общего их количества ϖ .

По результатам экспериментов получены зависимости, представленные на графике рис. 2.16. Отношение тормозной силы $F_{s\psi i}$ тяговой секции к величине максимально возможной тормозной силы $F_{s\psi i0}$ зависит от скорости движения локомотива. Прямая 1 соответствует отношению величины максимально возможной тормозной силы $F_{s\psi i}$ для сухих рельсов без подсыпки песком к $F_{s\psi i0}$ (по определению равно единице). Прямые 2 и 3 показывают отношение величины максимально возможной тормозной силы $F_{s\psi i}$ для мокрых чистых рельсов ($\psi = 0,13$) и покрытых пленкой жидкой угольно-породной грязи ($\psi = 0,08$) соответственно к $F_{s\psi i0}$. Кривые 4 и 5 соответствуют отношению средней измеренной тормозной силы секции, оборудованной колесно-колодочным тормозом традиционной F_{s1} и новой F_{s2} конструкции соответственно к $F_{s\psi i0}$ на сухих рельсах без подсыпки песком. Зависимости 6 и 7 аналогичны кривым 4 и 5, но получены в условиях движения локомотива по мокрым чистым рельсам, а кривые 8 и 9 – по покрытым пленкой жидкой угольно-породной грязи рельсам без подсыпки песка.

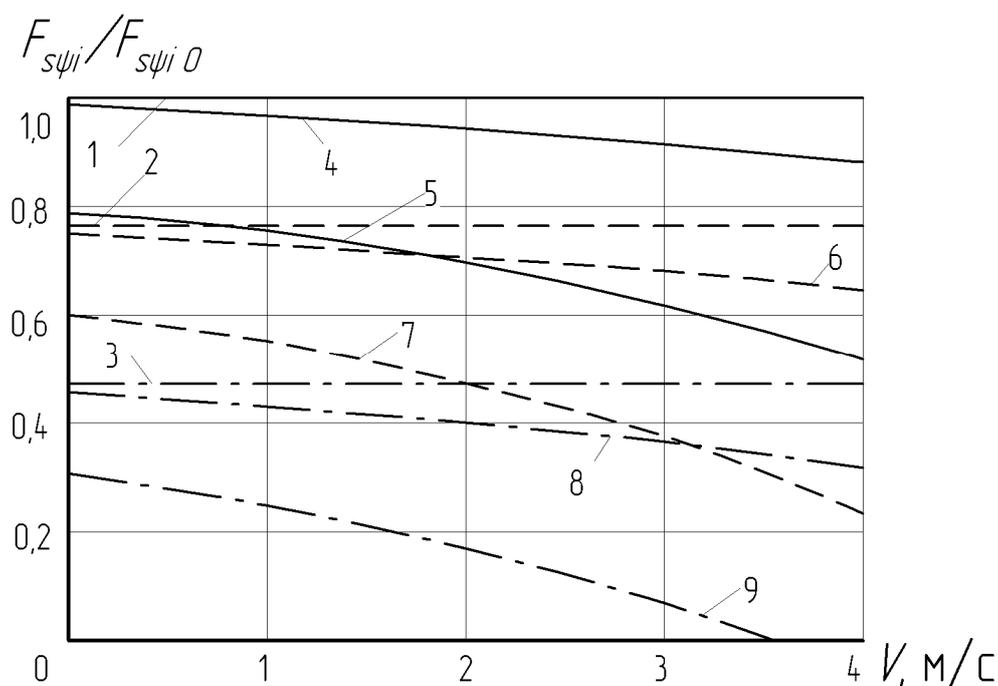


Рис. 2.16. Зависимость отношения тормозной силы к величине максимально возможной тормозной силы от скорости движения локомотива

В результате анализа полученных данных можно сделать вывод, что среднее действующее значение тормозной силы на тележке, оборудованной тормозами с осевым замыканием тормозного усилия, оказалось на 29 % больше, чем на тележке с традиционными колодочными тормозами. При этом опасность кратковременной блокировки колес практически отсутствует.

Сравнительные испытания показали, что за счет оригинальной конструкции тормозной системы нового типа, исключено влияние горизонтальных продольных и поперечных, а также вертикальных колебаний колесных пар относительно рамы тележки, что значительно снижает частоту и амплитуду пульсаций тормозной силы. В тормозе с осевым замыканием тормозного усилия колодки колесно-колодочного тормоза расположены у колес практически без зазора. За счет этого время срабатывания тормоза существенно меньше (на треть), чем у традиционного, а поверхности катания колес в движении постоянно зачищаются.

За счет установки рычага привода тормозного башмака на оси через резинометаллическую втулку обеспечивается существенное снижение колебаний прижимного усилия колодки к поверхности катания колеса а, следовательно, и тормозной силы.

Конструкция колесно-колодочного тормоза с осевым замыканием тормозного усилия позволяет также осуществлять плавное регулирование величины и выравнивание тормозных моментов на колодках одной тяговой секции, а также обеспечивать достижение максимально возможного тормозного усилия (в случае экстренного торможения), при котором не наступит юз.

2.5. Определение преимуществ дисковых осевых и трансмиссионных тормозов на шахтном локомотиве

Дисковые тормоза показали себя надежным средством торможения рельсовых транспортных средств коммунального транспорта (трамваи и вагоны метрополитена). Также они отлично подходят для высокоскоростного магистрального железнодорожного транспорта. Однако только некоторые шахтные локомотивы оборудованы дисковыми тормозами. Первые эксперименты с применением дисковых тормозов, расположенных на оси колесной пары шахтных электровозов [175], показали их преимущества перед колесно-колодочными тормозами. Это, прежде всего, возможность плавного регулирования тормозного момента по команде машиниста локомотива (тормозная сила прямо пропорциональна силе прижатия колодок к диску), во-вторых, относительное постоянство коэффициента трения скольжения тормозной колодки по диску (диск в значительно меньшей степени подвержен влиянию шахтной атмосферы и агрессивных рудничных вод, чем колесо локомотива). В-третьих, коэффициент трения в паре тормозной диск – колодка и рассеиваемая мощность могут быть намного выше (на 50 %), поскольку этот вид тормоза имеет значительно больше возможностей в выборе материалов, чем колесно-колодочный тормоз. Диски современных тормозов изготавливают не только из стали, но и из чугуна, армированного карбидом кремния алюминия, и углеродно-керамических композитов [119].

Единственным из ныне существующих шахтных локомотивов, оборудованных дисковым тормозом, есть шарнирно-сочлененный электровоз Э10 [119, 173], оснащенный дисковым тормозом, установленным на оси приводного двигателя тяговой секции (трансмиссионный). Такое расположение дискового тормоза уже достаточно исследовано [175], а также предложены технические решения, повышающие эффективность его работы [70]. Однако, с целью обеспечения требуемой безопасности [163] в случае разрушения элементов трансмиссии (шпонок, шлицев, муфт или зубчатых колес) при движении по участкам пути с продольным уклоном от 5 до 50 ‰, тормозные элементы шахтного локомотива должны располагаться на колесной паре. С этой точки зрения дисково-колодочный осевой тормоз является предпочтительным в сравнении с трансмиссионным.

На валу приводного электродвигателя 1 ходовой тележки (см. рис. 2.2) расположен трансмиссионный дисковый тормоз 2. Осевые дисковые тормоза 3 установлены на колесных парах. Многократное резервирование тормозных систем необходимо потому, что обычно локомотив транспортирует в гору состав порожних вагонеток, а вниз перевозит состав груженых. Естественно, что на затяжных спусках с уклоном более 5 ‰ подтормаживание состава осуществляется не двигателем, а тормозами. Наличие множества тормозных систем позволяет избегать их перегрева, используя одновременно несколько типов тормозов или переключаясь с одного из них на другой по мере необходимости, естественно, не превышая максимально возможного для данных условий тормозного момента.

Дисковый трансмиссионный тормоз (рис. 2.17, а), имеет следующие преимущества перед осевым (рис. 2.17, б):

а) увеличение тормозного момента на колесной паре за счет передаточного числа осевых редукторов и возможности установки непосредственно на валу приводного двигателя;

б) возможность использования тормозных дисков сравнительно большого диаметра;

в) возможность размещения в удобном для обслуживания месте;

г) возможность формирования тормозного момента, достаточного не только для торможения максимально загруженного состава вагонеток на уклоне пути до 50 ‰, но и компенсации тягового момента приводного двигателя при выходе из строя пускорегулирующей аппаратуры или ошибках машиниста локомотива;

д) установка на раме локомотива и удобство подвода трубопроводов с тормозной жидкостью;

е) возможность использования конических фрикционных элементов и многодисковых тормозов.

Достоинством же дискового осевого тормоза есть единственный недостаток трансмиссионного, – его работоспособность на отдельной колесной паре в случае разрушения элементов трансмиссии, а недостатками – все достоинства трансмиссионного тормоза. Наличие указанных недостатков определено пространственными ограничениями на оси колесной пары для размещения мощного осевого тормоза (локомотив Э10 имеет внутреннюю раму тяговой секции). Осевой тормоз имеет более тонкий составной диск (из двух закрепленных на

ступице и соединенных между собой секторов), более короткие и меньшего диаметра плунжеры (см. рис. 2.17 б).

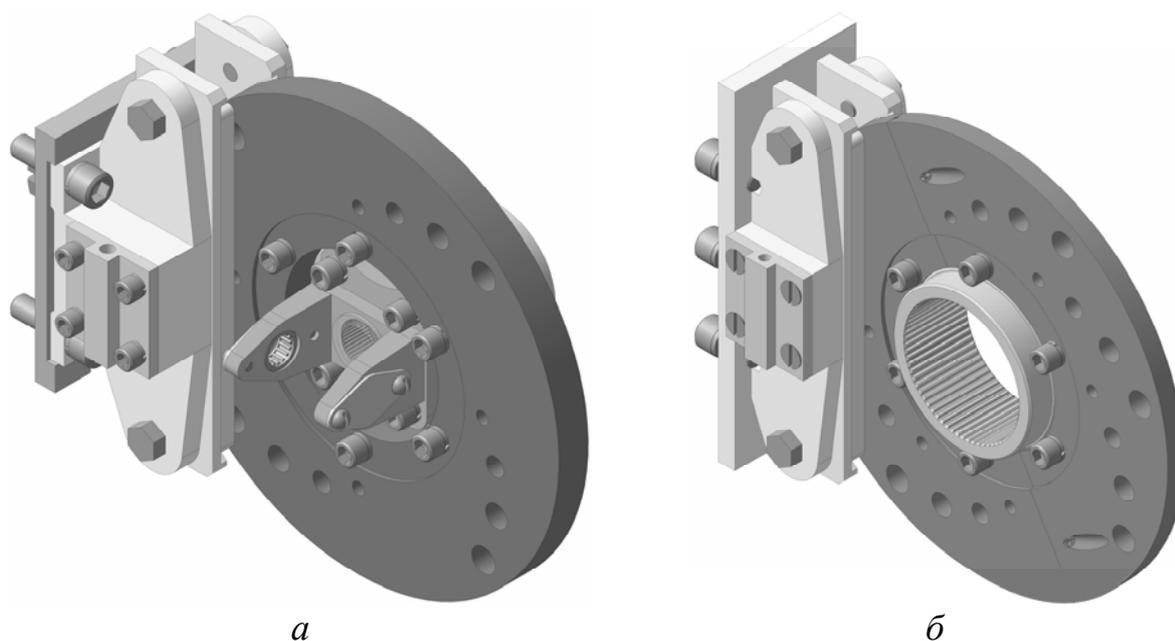


Рис. 2.17. Дисковые тормоза локомотива Э10:

а – дисковый трансмиссионный тормоз; *б* – дисковый осевой тормоз

Недостатком трансмиссионного дискового тормоза можно считать, пожалуй, только его неэффективность в случае разрушения элементов трансмиссии, что ухудшает общий уровень безопасности транспортного средства.

Но даже при равных размерах двух типов тормозов трансмиссионный создает больший в 2,73 раза тормозной момент M_{inj} на каждом из четырех колес тяговой секции, поскольку передаточное число осевого редуктора u_t равно 10,93. Это при равномерном распределении тормозного момента между колесными парами и колесами определяется следующим образом

$$M_{inj} = \frac{M_d i u_t}{n j} = \frac{M_d i 10,93}{2 \cdot 2} = 2,73 M_d i. \quad (2.21)$$

Количество колесных пар в тяговой секции и колес на колесной паре (соответственно n и j) в локомотиве Э10 равно двум.

Используя подход [70], основанный на приведении всех массоинерционных характеристик локомотива к одной колесной паре и не учитывающий крутильные жесткости элементов трансмиссии, для тяжелого локомотива на чистых рельсах получены зависимости тормозного пути и тормозного момента на осевом дисковом тормозе от скорости движения локомотива перед началом торможения. Однако такая модель не достаточно адекватно отображает реальность, поэтому не заслуживает внимания. Из практики работы локомотивной откатки известно, что локомотивы могут транспортировать поезда

бóльшей массы и с более высокой скоростью на рельсовых путях с указанным уклоном, чем это получалось из результатов решения системы уравнений для одноосной модели. Поэтому разработана более точная динамическая модель движения локомотива с составом вагонеток по участку рельсового пути произвольного профиля (с уклоном до 50 ‰), имеющему реальные несовершенства.

Сравнительный анализ дисковых тормозов различных типов позволил сделать следующие выводы. При равных размерах двух типов дисковых тормозов и равномерном делении тормозного момента между колесными парами, трансмиссионный создает больший тормозной момент на каждом из четырех колес тяговой секции за счет передаточного числа осевого редуктора.

Установка дискового тормоза на оси колесной пары с центральным расположением приводного зубчатого колеса позволяет изменить массы полуосей, а значит, устранить автоколебания, которые разрушают приводную ось под действием резонансных крутильных колебаний.

Учитывая вышеизложенные особенности дисковых тормозов, следует считать оправданным и необходимым многоуровневое резервирование тормозных систем тяжелых шахтных локомотивов, которые работают на уклонах пути до 50 ‰. Такие локомотивы должны иметь и дисковые трансмиссионные тормоза, как более эффективные, и дисковые осевые – как более безопасные.

Опытная партия таких локомотивов (рис. 2.18) была изготовлена на ПО «Лугансктепловоз» по чертежам ГВУЗ «НГУ» и успешно испытана на шахтах ДТЭК «Павлоградуголь».

Необходимость в торможении составов груженых вагонеток чаще всего возникает на длинных прямых уклонах, поэтому именно такой режим поездной работы рудничного транспорта должен быть рассмотрен в первую очередь. Расчетная схема динамической модели торможения локомотива Э10 с составом груженых вагонеток на рельсовом пути с продольным уклоном приведена на рис. 2.3, а из описанной в п. 2.2 динамической модели используются только члены, отвечающие за прямолинейное движение (T_x , P_x , Φ_x) [116].

Решение указанной системы выполнялось численно в программе Wolfram Mathematica 7. Динамическая модель позволяет задавать не только возможные геометрические, кинематические, массо-инерционные и упруго-диссипативные характеристики локомотива и транспортируемых вагонов, но и моделировать временные интервалы, необходимые для принятия машинистом решения о начале торможения, время холостого хода (срабатывания) тормозных механизмов и функции переходных процессов приложения тормозных моментов к колесно-колодочным, дисковым осевым и трансмиссионным тормозам, а также выполняя динамическое торможение двигателем.

Прежде всего замечено, что время до остановки и тормозной путь локомотива с составом груженых вагонеток зависят от формы функции, по которой возрастает тормозной момент при его начальном приложении. На примере торможения осевым дисковым тормозом локомотива с четырьмя гружеными вагонетками, движущихся по спуску 50 ‰ (рельсы сухие и чистые) со скоростью 1 м/с, проверены следующие основные зависимости (рис. 2.19).



a



б

Рис. 2.18. Шахтный кабельный шарнирно-сочлененный электровоз Э10:
a – изготовление опытной партии на ПО «Лугансктепловоз»;
б – шахтные испытания на шахте «Благодатная» ДТЭК «Павлоградуголь»

2.6. Моделирование торможения шахтного локомотива на прямой тормозными устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе

На всех графиках показано изменение тормозного момента $M_{d in}$ на осевом дисковом тормозе от времени t . На первом (см. рис. 2.19, а) момент через 2 секунды, – одна на реакцию машиниста t_m (время на принятие решения машинистом о начале торможения, с) и одна на срабатывание тормозных механизмов t_{xx} (время холостого хода тормоза [134], с) возрастает мгновенно от нуля до

$M_{d in}$, равного 1 119 Н·м. На втором (см. рис. 2.19, б) он возрастает по линейной зависимости $M_{d in} \frac{t-t_m}{t_{xx}}$.

На третьем графике (см. рис. 2.19, в) возрастание момента описывается выражением $M_{d in} \sqrt{\frac{t-t_m}{t_{xx}}}$, а на четвертом и пятом (см. рис. 2.19, г и д) – по зависимостям $M_{d in} \left(\frac{t-t_m}{t_{xx}}\right)^2$ и $M_{d in} \sin \frac{\pi(t-t_m)}{2t_{xx}}$ соответственно. Оказалось, что

мгновенное приложение тормозного момента спровоцировало блокирование колес, срыв сцепления и ускорение поезда (остановка невозможна).

Во втором случае тормозной путь составил 24,378 м, в третьем – 22,041 м, а в последующих соответственно 26,834 м и 22,454 м. То есть, лучшими можно считать третью и пятую функции. Именно такими функциями можно описать переходные процессы при включении тормозных гидрораспределителей (кранов) и срабатывании беззазорного дискового тормоза (осевого и трансмиссионного), а также гидроцилиндров колесно-колодочного тормоза с гидроприводом.

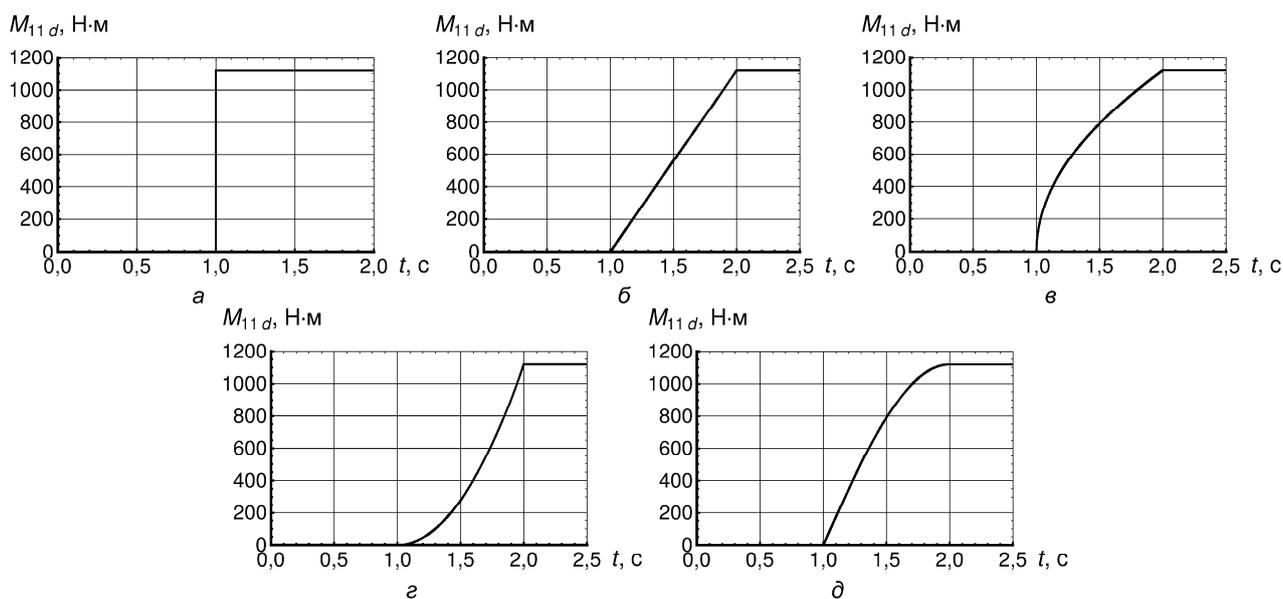


Рис. 2.19. Графики функции приложения тормозного момента от времени:

- а – мгновенное приложение тормозного момента;
- б – линейная функция приложения тормозного момента;
- в – функция приложения тормозного момента в степени 1/2;
- г – квадратичная функция приложения тормозного момента;
- д – синусоидальная функция приложения тормозного момента

С целью определения реального времени холостого хода (срабатывания) тормозных систем, установленных на электровозе Э10, проведены эксперимен-

тальные исследования на прямом горизонтальном участке наземных шахтных рельсовых путей шахты Благодатная ДТЭК «Павлоградуголь». В экспериментах после разгона электровоза без состава вагонеток примерно до 1,5 м/с к тормозным устройствам прикладывался тормозной момент, блокирующий колесную пару.

Для облегчения перехода колес локомотива в режим юза рельсы поливались водой с угольной пылью (коэффициент сцепления 0,08). С помощью компьютерного USB осциллографа (как это показано на рис. 2.20 для скорости 0,25 км/ч) фиксировались сигналы от контактных датчиков под педалями тормозных гидрораспределителей и автомобильного индукционного датчика фирмы Bosch, установленного возле синхродиска с 60 зубьями, в свою очередь размещенного на валу тягового двигателя первой тяговой секции. Вторая с отключенным тяговым двигателем двигалась в режиме выбега.

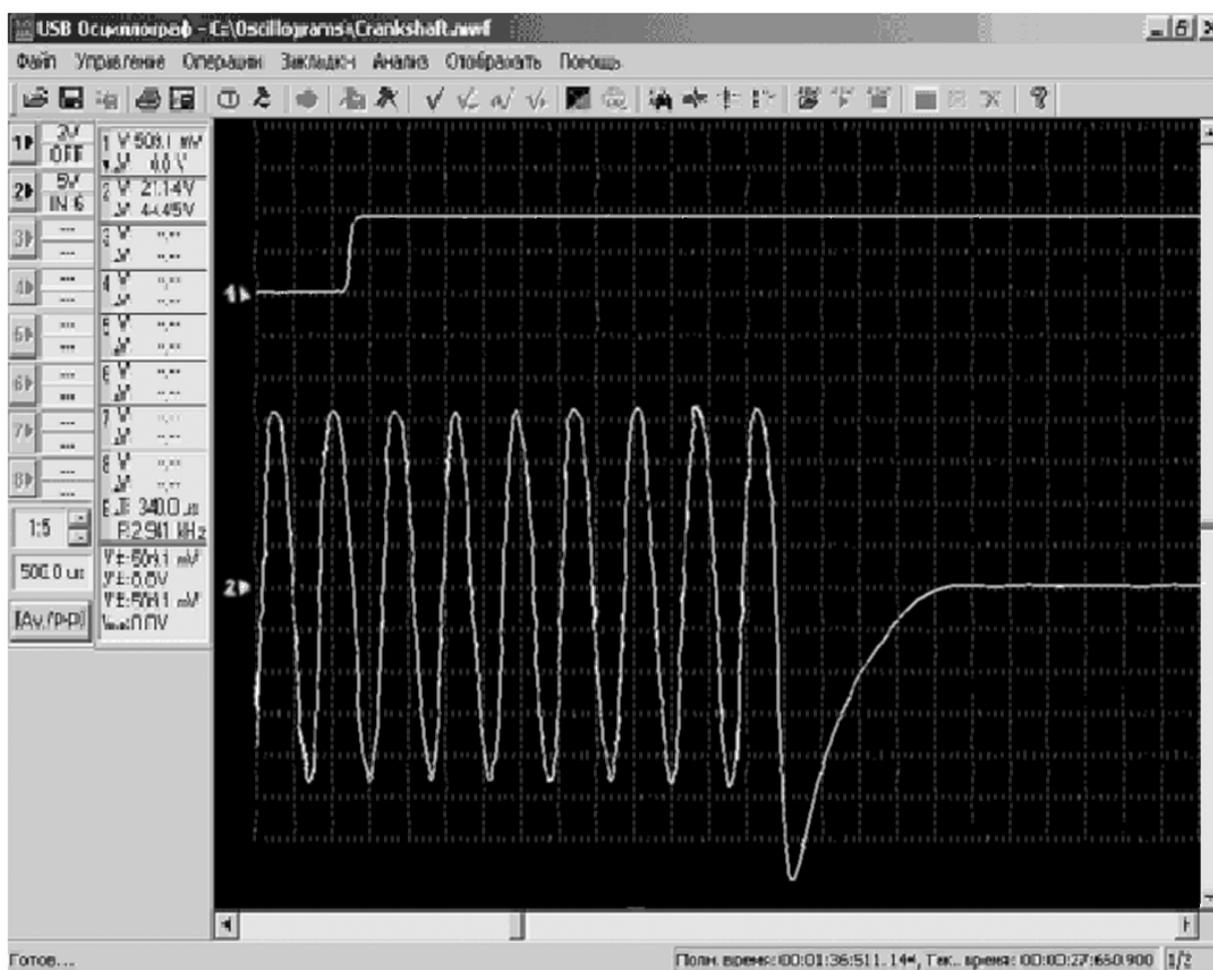


Рис. 2.20. Осциллограмма измерения времени холостого хода тормоза

Индукционный датчик генерирует импульсы напряжения синхронно прохождению зубьев синхродиска мимо торца датчика. Форма осциллограммы напряжения выходного сигнала индукционного датчика близка к синусоиде, число пиков которой за секунду равно примерно 590. На экране компьютера кратковременная блокировка колес изображалась как отсутствие синусоиды (сигнал от датчика выравнивался в нулевом положении). Время срабатывания тормоза

определялось как разница между сигналом от контактных датчиков под педалями тормозных гидрораспределителей до начала юза (блокировки колеса). После регистрации юза тормозной момент снимался.

На каждом из тормозов (колесно-колодочный, дисковые осевой и трансмиссионный) проведено по 9 заездов. Полученные данные обрабатывали методами математической статистики [130]. Динамическое торможение двигателем не проверялось, поскольку по мере уменьшения скорости его эффективность снижается (остановить локомотив в этом режиме невозможно). По результатам экспериментальных исследований среднее время холостого хода (срабатывания) дисковых осевых и трансмиссионных тормозов составило 0,24 с, а колесно-колодочных – 0,29 с. В среднем можно принимать время холостого хода тормозных систем локомотива Э10 равным 0,27 с, поэтому такое значение t_{xx} закладывалось в последующие расчеты.

Численно решая систему уравнений, находили минимальный тормозной путь, на котором поезд остановится в случае приложения максимально возможного тормозного момента, используя различные типы тормозов. Так, для случая движения локомотива с четырьмя груженными вагонетками по спуску 50 ‰ (рельсы сухие и чистые) со скоростью 1 м/с, и при торможении дисковым трансмиссионным тормозом с моментом в 224 Н·м и синусоидальной функцией возрастания прикладываемого момента (время холостого хода тормозных систем равно 0,27 с) или применяя динамическое торможение тяговым двигателем, остановка произошла через 14,871 с и 10,743 м пути.

Однако в случае, когда время холостого хода тормозных систем составляло 1,0 с, максимальный момент, при котором не возникает юз, составил 229 Н·м (увеличился на 5 Н·м), время до остановки – 13,884 с (уменьшилось на 0,987 с), а тормозной путь – 10,402 м (уменьшился на 0,341 м). Это позволяет сделать вывод, что плавность приложения тормозного момента к тормозным устройствам имеет большее значение, чем быстрота их срабатывания, поскольку позволяет приложить больший тормозной момент без срыва сцепления и, как следствие, достичь более быстрой остановки на меньшем тормозном пути. Практическая реализация такого преимущества может быть получена за счет применения в гидравлической системе тормозов дросселей, создающих временную задержку и плавность нарастания давления на тормозных устройствах дисковых и колесно-колодочных тормозов.

Для осевого дискового тормоза с синусоидальной функцией возрастания прикладываемого момента (время холостого хода тормозных систем равно 0,27 с) эти параметры составляют – 9,234 м за 12,882 с при 1119 Н·м, а колесно-колодочного – 9,333 м за 12,939 с при 545 Н·м. Нетрудно заметить, что величины тормозного пути во всех случаях примерно равны.

Кинетические и динамические параметры процесса торможения колесно-колодочными тормозами движущегося со скоростью 2,5 м/с электровоза Э10 с четырьмя груженными вагонетками типа ВГ3,3 по максимально разрешенному [163] уклону в 50 ‰ приведены на рис. 2.21, когда время действительного торможения составило 24,3549 с, а тормозной путь 35,826 м.

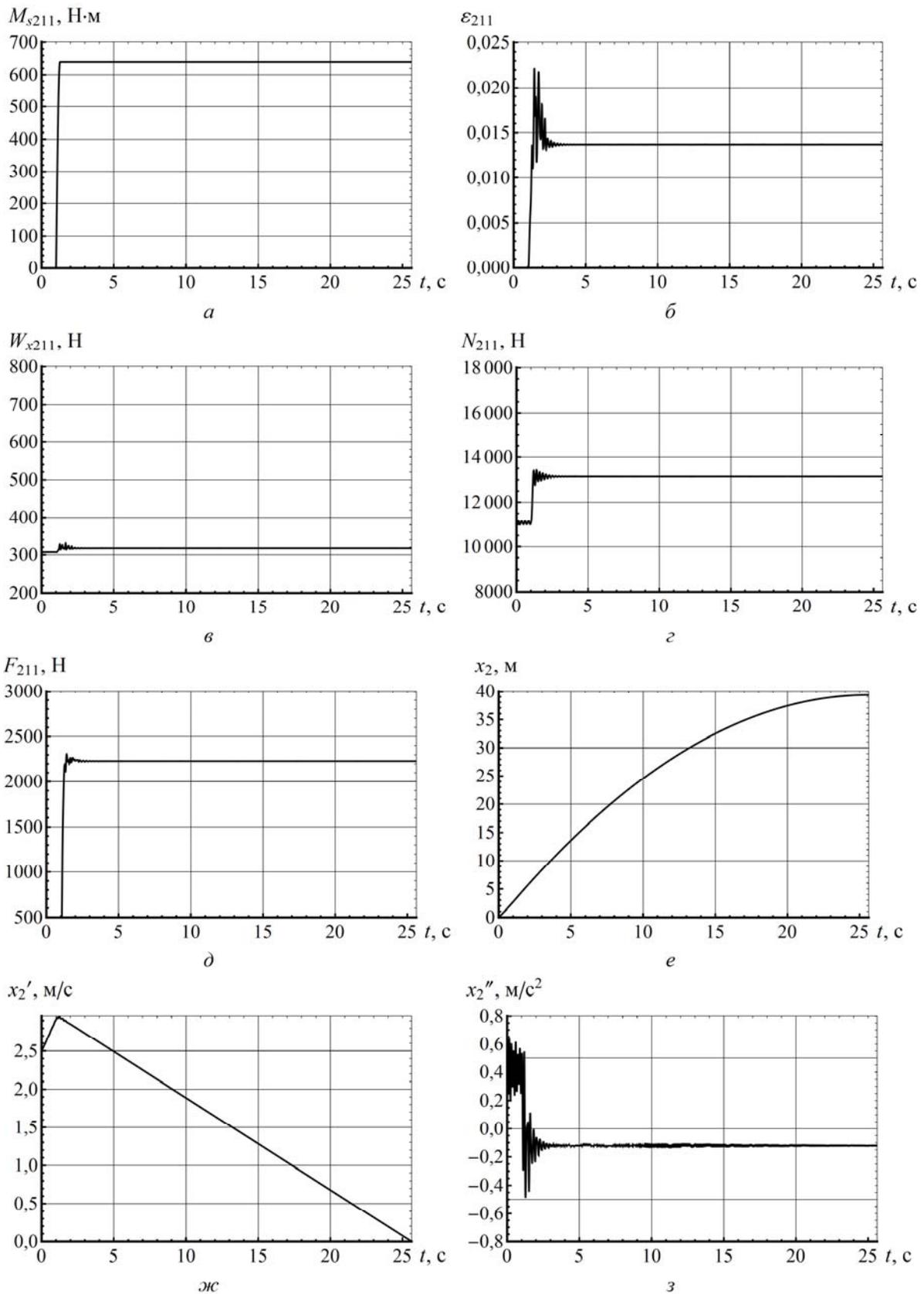


Рис. 2.21. Графики параметров торможения от времени без срыва сцепления:
a – момент тормозной; *б* – скольжение относительное;
в – сила сопротивления движению; *г* – реакция рельса под колесом;
д – тормозная сила на колесе; *е* – перемещение тяговой секции;
ж – скорость тяговой секции; *з* – ускорение тяговой секции

К колесу прикладывали тормозной момент $640 \text{ Н}\cdot\text{м}$, который оставался постоянным в течение всего торможения (см. рис. 2.21, *а*), в точке контакта колеса и рельса возникало относительное скольжение (см. рис. 2.21, *б*), которое не превышало $1,5\%$. Сила продольного сопротивления движению при переходе в тормозной режим возрастала (см. рис. 2.21, *в*) и колебалась синхронно со скольжением. За счет появляющегося продольного ускорения передние по ходу движения колесные пары догружались и вертикальные реакции рельсов под ними увеличились (см. рис. 2.21, *г*). В точке контакта колеса и рельса возникала тормозная сила (см. рис. 2.21, *д*), величина которой определялась вышеперечисленными факторами. Останавливаясь поезд проходил путь (см. рис. 2.21, *е*), зависящий от изменения скорости движения (см. рис. 2.21, *ж*) и ускорения (замедления) (см. рис. 2.21, *з*). Локомотив остановился не превысив максимально допустимый тормозной путь в 40 м , регламентируемый [93]. Увеличение же момента даже на один ньютоно-метр делает остановку поезда невозможной, как это видно на рис. 2.22. Здесь приняты обозначения, идентичные использованным на рис. 2.21, но графики движения построены для случая приложения тормозного момента величиной $641 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Сразу после возрастания тормозного момента до максимального значения произошел срыв сцепления колес второй по ходу движения тяговой секции из-за их блокировки слишком большим тормозным моментом. Относительное скольжение резко возросло до единицы, спровоцировав рост продольного сопротивления, перераспределение нагрузки на колеса и реакций рельсов, а также уменьшение тормозной силы.

Примерно с четвертой секунды после начала торможения поезд начал ускоряться так и не остановившись, то есть произошло бы крушение, что привело к человеческим жертвам и материальным затратам на ремонт подвижного состава, а также восстановление рельсового пути и крепления горной выработки. Практически все время локомотив двигался с невращающимися колесами второй тяговой секции (юзом).

Теоретически доказано, что приложение тормозного момента к тормозным устройствам не должно быть мгновенным, момент следует прикладывать плавно в течение времени холостого хода привода тормозной системы, особенно перед достижением максимального значения тормозного момента.

Плавность приложения тормозного момента к тормозным устройствам имеет большее значение, чем быстрота их срабатывания, поскольку позволяет применять больший тормозной момент без срыва сцепления и, как следствие, достигать более быстрой остановки на меньшем тормозном пути. Практическая реализация такого преимущества может быть достигнута за счет применения в гидравлической системе тормозов дросселей, создающих временную задержку и плавность нарастания давления на тормозных устройствах дисковых и колесно-колодочных тормозов.

Экспериментально определено, что среднее время холостого хода (срабатывания) установленных на шарнирно-сочлененном локомотиве дисковых осевых и трансмиссионных, а также колесно-колодочных тормозов можно принимать равным $0,27 \text{ с}$.

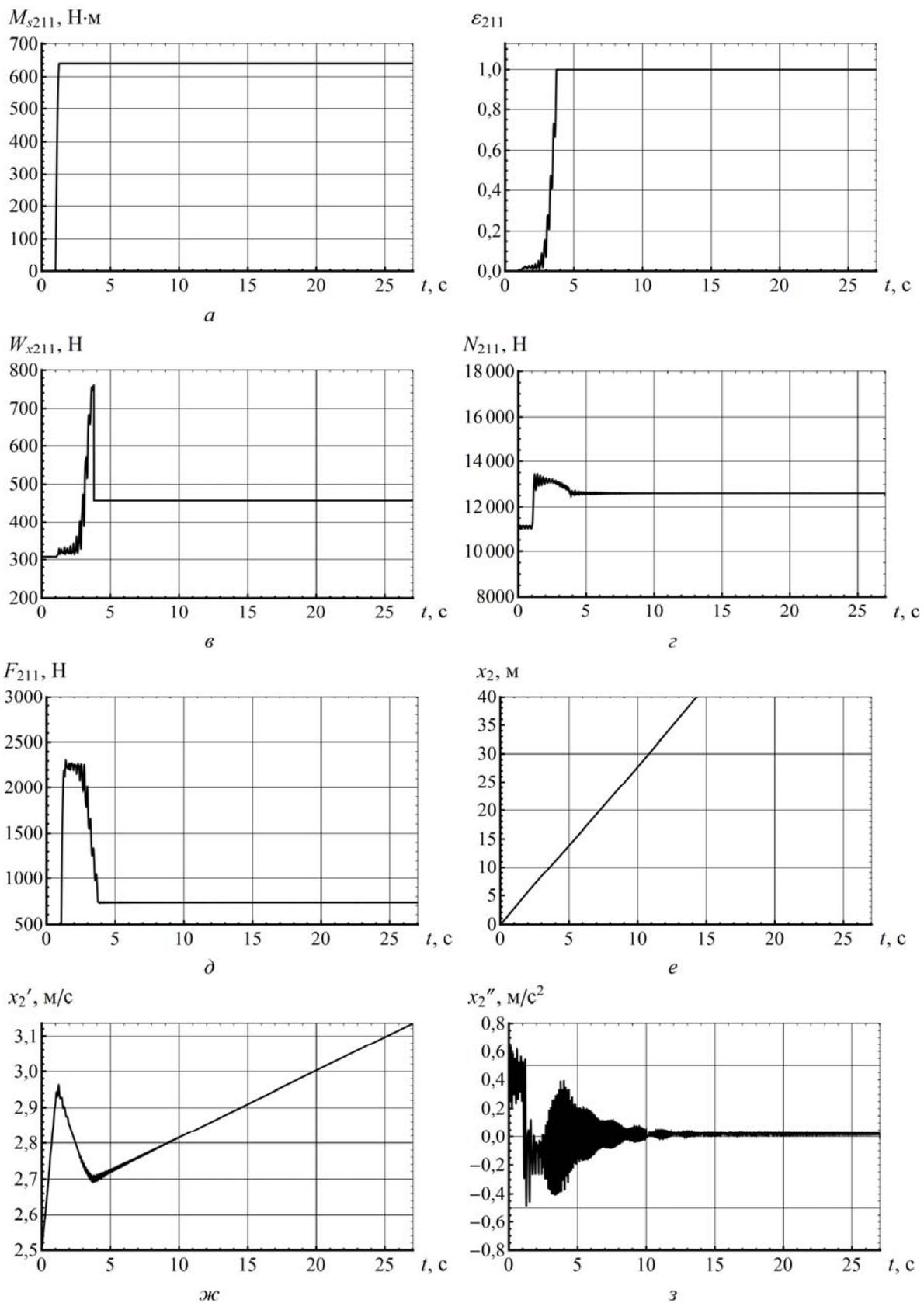


Рис. 2.22. Графики параметров торможения от времени при срыве сцепления:
a – момент тормозной; *б* – скольжение относительное;
в – сила сопротивления движению; *г* – реакция рельса под колесом;
д – тормозная сила на колесе; *е* – перемещение тяговой секции;
ж – скорость тяговой секции; *з* – ускорение тяговой секции

2.7. Проверка адекватности динамической модели положениям классической механики

Для точного учета всех возможных факторов (локомотив с составом вагонов и путь) составляют динамические модели, построенные чаще всего на основе уравнений Лагранжа второго рода и описывающие механические системы с изменяющимися в пространстве и времени параметрами [70, 123]. Однако единой методики оценки адекватности таких моделей реальности пока не выработано. Поэтому разработка методики проверки динамической модели движущегося в режиме торможения шахтного поезда на соответствие результатов ее решения положениям классической механики является актуальной задачей. Требуется создать набор объективных тестов, позволяющих решать эту проблему.

Сравнивать результаты решения уравнений Лагранжа нужно, например, с решением векторных уравнений второго закона Ньютона с учетом изменения скорости движения поезда, принимаемого в виде материальной точки [118]. В общем случае такая модель может быть представлена в виде груза, движущегося по наклонной плоскости с углом α , тангенс которого равен продольному уклону пути i_p , как это видно на рис. 2.23.

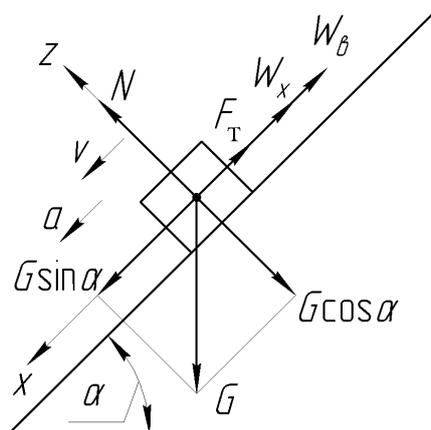


Рис. 2.23. Расчетная схема движения поезда в режиме торможения с позиций классической механики (как материальной точки)

Спроецировав на оси z и x силы, приложенные к поезду, который движется вниз со скоростью v и ускорением a , можно записать следующие равенства

$$N - G \cos \alpha = 0;$$

$$G \sin \alpha - F_m - W_x - W_b = ma = \frac{G}{g_0} a,$$

где N – реакция пути от силы тяжести поезда, N , определяемая как сумма нормальных реакций рельсов под колесами локомотива N_l и состава вагонов N_g , то есть $N = N_l + N_g$ поскольку $G = G_l + G_g$;

G , m – сила тяжести и масса поезда, Н и кг;

G_L , $G_в$ – сила тяжести локомотива и вагонеток соответственно, Н;

$F_T = f_0 N_L$ – тормозные силы, возникающие в точках контакта дорожек катания рельсов и колес локомотива, Н;

f_0 – коэффициент трения скольжения стали по стали;

$W_x = f_L N_L$ – сила продольного упругого скольжения колес локомотива в точках контакта с рельсами, Н;

f_L – коэффициент упругого скольжения колес локомотива;

$W_в = w_в n_в = f_в N_в$ – сила продольного сопротивления движению колес вагонеток в точке контакта с рельсами, Н;

$w_в$ – удельное сопротивление движению колес вагонетки по прямой, Н;

$n_в$ – количество вагонеток в поезде, шт;

$f_в$ – коэффициент упругого скольжения колес вагонеток;

g_0 – ускорение свободного падения на уровне моря.

Отсюда

$$a = \frac{g_0(G \sin \alpha - F - W_x - W_в)}{G} =$$
$$= \frac{g_0(G \sin \alpha - f_0 G_L \cos \alpha - f_L G_L \cos \alpha - f_в G_в \cos \alpha)}{G}.$$

Тогда условие ускоренного движения можно записать как

$$G \sin \alpha - f_0 G_L \cos \alpha - f_L G_L \cos \alpha - f_в G_в \cos \alpha > 0,$$

или с некоторым допущением $\operatorname{tg} \alpha > f_0 + f_L + f_в$.

Но $\operatorname{tg} \alpha = i_p$, а $f_0 + f_L + f_в = \psi_{\Pi}$,

где ψ_{Π} – приведенный коэффициент сцепления колес поезда с рельсами.

То есть, поезд будет двигаться по уклону вниз с ускорением только в том случае, если $i_p > \psi_{\Pi}$ (величина уклона больше значения приведенного коэффициента сцепления поезда).

Следует учитывать, что в классической механике силы действуют с постоянной величиной и направлением, поэтому такой режим можно считать стационарным. В динамических же моделях они могут изменяться и по знаку, и в значительных пределах по величине, поэтому для тестирования нужно выбирать режимы движения, наиболее приближенные к стационарным. Часто следует отсекаать (не учитывать) периоды времени, когда в динамической модели происходят переходные процессы, например, при начале движения поезда или

при его остановке, а также при переходе из равномерного движения (с постоянной скоростью) в ускоренное или замедленное.

Переходные процессы возникают еще и потому, что приложение тормозного момента к колесам не происходит мгновенно, а растянуто во времени из-за наличия холостого хода тормозных устройств и трансмиссии локомотива. Для повышения точности вычислений путь, проходимый поездом в приближенном к стационарному режиму, должен быть, по возможности, длиннее (не менее 10 м), а время движения продолжительнее (более 20 с).

Поэтому, прикладывая тормозной момент, не приводящий к заклиниванию колес, следует выбирать максимально низкое возможное его значение, поскольку амплитуда возмущенных колебаний при этом минимальна. И наоборот, выбирая тормозной момент, который заблокирует колеса локомотива, нужно назначать максимальный (естественно, реально возможный) момент. В этом случае колебания системы с наложенными связями в тормозных устройствах будут иметь наименьшую амплитуду. Для тормозных задач обычно определяют тормозной путь при остановке или замедлении поезда, движущегося с начальной v_0 до конечной скорости v_k (при остановке она равна нулю), который, исходя из представлений классической механики, находят из выражения

$$s_{\text{класс}} = \frac{v_k^2 - v_0^2}{2g_0(\sin(-\alpha) - \psi_{\text{п}} \cos \alpha)}. \quad (2.22)$$

Этот тормозной путь затем сравнивают с полученным из решения систем дифференциальных уравнений $s_{\text{динам}}$. Здесь знак плюс угла наклона участка пути к горизонтали α соответствует подъему, а минус – спуску. Приведенный коэффициент сцепления поезда [48] находят как

$$\psi_{\text{п}} = \frac{F_m + W_x + W_{\text{в}}}{G_{\text{л}} + G_{\text{в}}}. \quad (2.23)$$

Тут используются тормозящие силы (сумма тормозных сил на колесах локомотива и сумма сил сопротивления движению колес локомотива и вагонеток), которые берут из решения системы уравнений динамической модели.

Учитывая вышеизложенное, можно сформулировать следующие основные тесты для проверки адекватности динамической модели движения поезда в режиме торможения законам классической механики.

1. Движение в режиме выбега по идеально прямому горизонтальному участку пути (без приложения тормозного момента).

Поезд должен остановиться (замедление).

2. Движение в режиме торможения по идеально прямому горизонтальному участку пути (без блокирования колес).

Поезд должен остановиться (замедление).

3. Движение в режиме торможения по идеально прямому горизонтальному участку пути при тормозном моменте, превышающем максимально допустимый (с блокированием колес).

Поезд должен остановиться (замедление).

4. Движение вверх в режиме торможения по идеально прямому наклонному участку пути (без блокирования колес).

Поезд должен остановиться (замедление).

5. Движение вверх в режиме торможения по идеально прямому наклонному участку пути с приложением тормозного момента, превышающего максимально допустимый (с блокированием колес).

Поезд должен остановиться (замедление).

6. Движение вниз в режиме торможения по идеально прямому наклонному участку пути с уклоном менее приведенного коэффициента сцепления поезда (без блокирования колес).

Поезд должен остановиться (замедление).

7. Движение вниз в режиме торможения по идеально прямому наклонному участку пути с уклоном менее приведенного коэффициента сцепления поезда и с приложением тормозного момента, превышающего максимально допустимый (с полным или частичным блокированием колес).

Поезд должен остановиться (замедление).

8. Движение вниз в режиме торможения по идеально прямому наклонному участку пути с уклоном более приведенного коэффициента сцепления поезда (без блокирования колес).

Поезд не должен остановиться (ускорение).

9. Движение вниз в режиме торможения по идеально прямому наклонному участку пути с уклоном более приведенного коэффициента сцепления поезда и с приложением тормозного момента, превышающего максимально допустимый (с блокированием колес).

Поезд не должен остановиться (ускорение).

10. Движение вниз в режиме торможения по идеально прямому наклонному участку пути с уклоном, равным по модулю приведенному коэффициенту сцепления поезда и с приложением тормозного момента, создающего равенство движущих (скатывающая сила) и тормозящих сил (тормозные силы локомотива, силы сопротивления движению локомотива и вагонеток) (без блокирования колес).

Поезд не должен остановиться (равномерное движение). Сходимость результатов не проверяется.

Если с движением по горизонтали или вверх все достаточно понятно (поезд должен обязательно остановиться на расчетном пути), то при движении вниз в режиме торможения возможны следующие варианты (рис. 2.24).

Когда приложенный к колесам локомотива тормозной момент M меньше некоторого момента M_0 (момента равных движущих и тормозящих сил), и при этом уклон пути будет больше приведенного коэффициента сцепления поезда ($i_p > \psi_{II}$), то скорость поезда будет возрастать и остановки не произойдет. Это соответствует результату, получаемому в тесте 8.

В случае если приложенный тормозной момент равен M_0 и $i_p = \psi_{\Pi}$, то скорость поезда останется постоянной и остановки не произойдет. Такой результат соответствует получаемому в тесте 10.

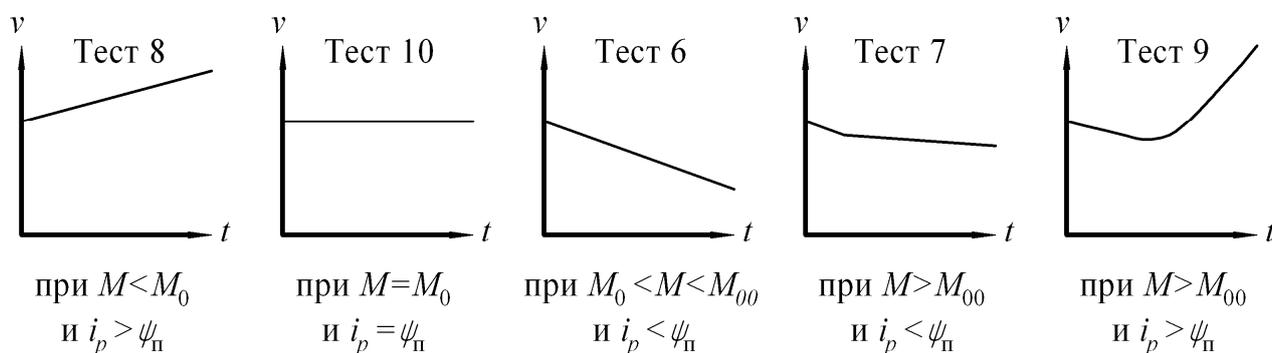


Рис. 2.24. Вид графиков зависимости скорости поезда от времени в тестах для движения вниз

Если же тормозной момент будет больше M_0 , но меньше максимально допустимого M_{00} , выше которого наступает частичное или полное блокирование колес локомотива, и при этом уклон пути меньше приведенного коэффициента сцепления поезда ($i_p < \psi_{\Pi}$), то скорость поезда будет снижаться вплоть до полной его остановки (тест 6).

При превышении приложенным тормозным моментом величины, соответствующей M_{00} , возникнет частичное или полное блокирование колес, но из-за того, что уклон пути меньше приведенного коэффициента сцепления поезда ($i_p < \psi_{\Pi}$), функция $v(t)$ уменьшит угол наклона (в момент времени, когда M возрастая сравнивается с M_{00}). Так ведет себя зависимость скорости локомотива от времени в тесте 7. Поезд остановиться, но на значительно большем тормозном пути, чем это было в тесте 6.

В тесте 9, при превышении тормозным моментом величины максимально допустимого ($M > M_{00}$) и $i_p > \psi_{\Pi}$ возникнет блокирование колес, которое приведет к росту скорости поезда, поэтому его остановка не возможна. Результаты тестирования динамической модели [116] шарнирно-сочлененного локомотива Э10 приведены в табл. 2.5.

Для примера на рис. 2.25 представлены характеристические графики шахтного поезда, состоящего из локомотива и четырех вагонеток ВГ3,3, движущегося вниз с начальной скоростью 1 м/с по прямому участку пути с уклоном 30 ‰ ($t_m = 0$). Торможение осуществляется дисковыми осевыми тормозами, к которым прикладывают момент, равный 1 300 Н·м (рис. 2.25, а).

Такое соотношение исходных данных для решения динамической модели соответствует тесту 7.

Таблица 2.5

Тесты для проверки адекватности динамической модели положениям классической механики

№	Наименование	Коэффициент сцепления локомотива		Начальная скорость движения, м/с	Тормозной момент, Н·м	Сила тяжести локомотива, Н	Сила тяжести вагонетки типа ВР3, Н	Количество вагонеток, шт.	Приведенный коэффициент сцепления поезда	Сравнение коэффициента сцепления и угла, возможность остановки при движении вниз	Уклон пути ("+" это подъем)	Тормозной путь из решения динамических уравнений, м	Тормозной путь из решения уравнений классической механики, м	Относительное расхождение (сходимость)	Расхождение, %
		ψ_2	ψ_1												
Номер теста		G_l	G_v	v_0	M	G_l	G_v	n_v	ψ_1	"возможна"	i_p	$S_{динам}$	$S_{класс}$	$\frac{S_{динам}}{S_{класс}}$	Δ
1	Горизонтальный выбег	0,17	58 860	2,50	0	98 826	58 860	7	0,0056	>	0,0000	46,9469	47,0785	0,9972	0,28
2	Горизонтальное торможение без блокировки	0,17	58 860	5,00	1 200	98 826	58 860	7	0,0397	>	0,0000	14,4012	14,4983	0,9933	0,67
3	Горизонтальное торможение с блокировкой	0,17	58 860	3,50	1 500	98 826	58 860	7	0,0242	>	0,0000	12,1162	12,1803	0,9947	0,53
4	Вверх торможение без блокировки	0,17	58 860	5,00	1 100	98 826	58 860	7	0,3530	>	0,0300	3,9344	3,9908	0,9859	1,41
5	Вверх торможение с блокировкой	0,17	58 860	5,00	1 500	98 826	58 860	7	0,0242	<	0,0300	6,3812	6,4990	0,9819	1,81
6	Вниз торможение без блокировки при $i < \psi$	0,17	58 860	2,50	1 174	98 826	58 860	7	0,0402	>	-0,0300	22,3025	22,3505	0,9979	0,21
7	Вниз торможение с блокировкой при $i < \psi$	0,17	58 860	1,00	1 300	98 826	58 860	4	0,0332	>	-0,0300	9,7217	9,4548	1,0282	-2,82
8	Вниз торможение без блокировки при $i > \psi$	0,17	58 860	2,00	700	98 826	58 860	7	0,0000	<	-0,0300	ускорен.	ускорен.	1,0055	-0,55
9	Вниз торможение с блокировкой при $i > \psi$	0,17	58 860	2,00	1 500	98 826	58 860	7	0,0242	<	-0,0300	ускорен.	ускорен.	1,0142	-1,42
10	Вниз равномерное движение при $i = \psi$	0,17	58 860	2,00	820	98 826	58 860	7	0,0300	=	-0,0300			равномерно	

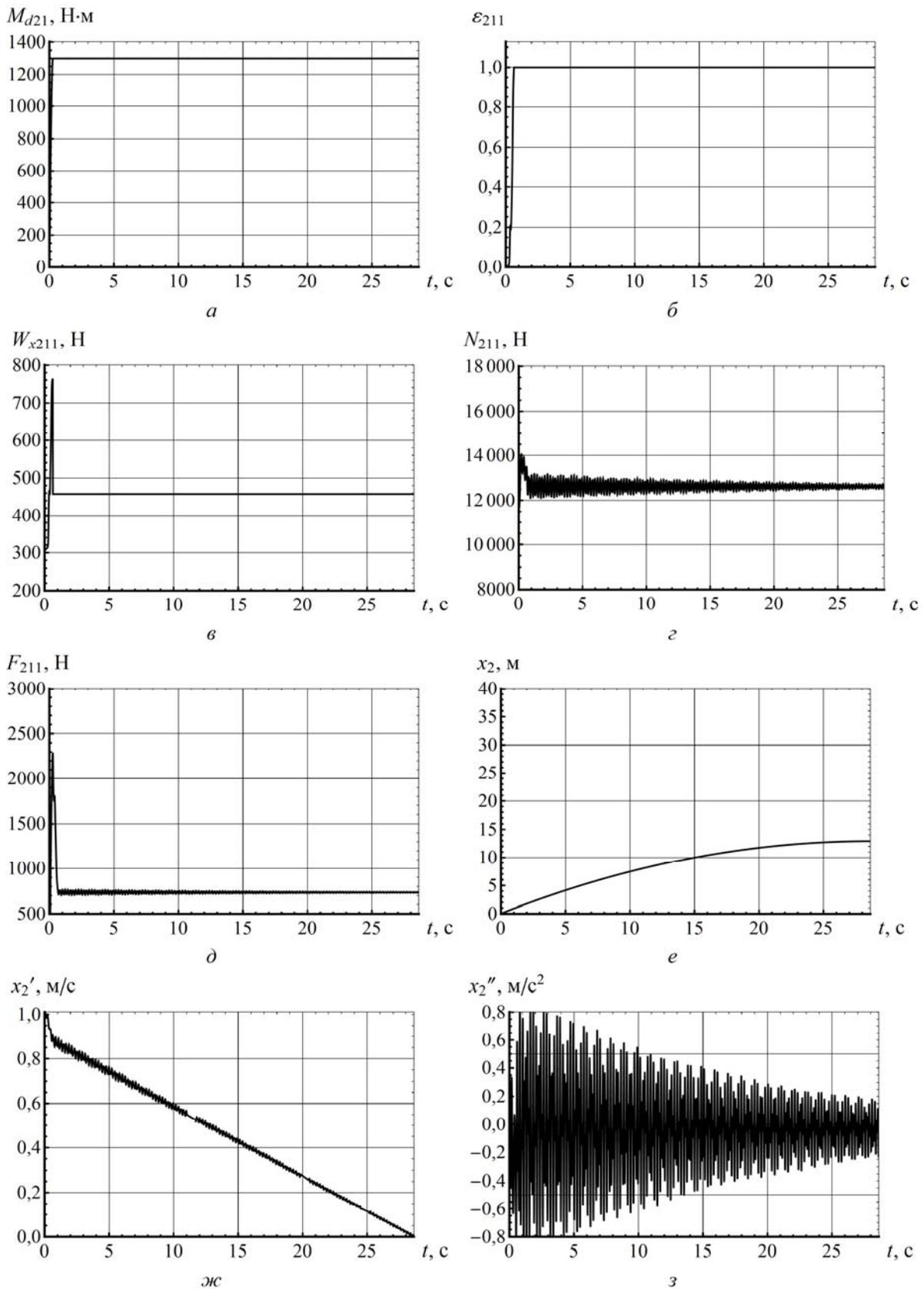


Рис. 2.25. Графики параметров торможения от времени в тесте 7:
a – момент тормозной; *б* – скольжение относительное;
в – сила сопротивления движению; *г* – реакция рельса под колесом;
д – тормозная сила на колесе; *е* – перемещение тяговой секции;
ж – скорость тяговой секции; *з* – ускорение тяговой секции

Примерно в течение одной секунды (рис. 2.25, б) удельное скольжение ε_{211} на колесе (все представленные на рис. 2.25 параметры даны для левого колеса первой по ходу движения колесной пары второй тяговой секции, то есть нижний индекс – 211, или для рамы второй тяговой секции, – нижний индекс 2) возросло до единицы.

Поскольку тормозной момент оказался слишком большим, это привело к блокированию колес. Продольное сопротивление движению $W_{x_{211}}$ на колесе локомотива (рис. 2.25, в) взлетело до величины в 760 Н, а затем упало и установилось на отметке 460 Н. После перераспределения нагрузок на колесах локомотива (от силы на сцепке и продольного ускорения при торможении) среднее значение реакции рельса под соответствующим колесом N_{211} стало равным 1 230 Н (рис. 2.25, г).

Тормозная сила F_{211} на указанном колесе в течение секунды возросла выше 2500 Н, а затем упала до значения 740 Н (рис. 2.25, д). За 28,6278 с движения до полной остановки тормозной путь x_2 рамы второй тяговой секции составил 12,932 м (рис. 2.25, е), что близко к получаемому из (2.22), а скорость x'_2 упала до нуля (рис. 2.25, ж).

Ускорение (замедление) тяговой секции x''_2 в первую секунду движения составляло около $0,3 \text{ м/с}^2$, однако после блокирования колес снизилось до $0,1 \text{ м/с}^2$ (рис. 2.25, з), что увеличило тормозной путь. Большие осцилляции нормальной реакции рельса, тормозной силы, скорости и ускорения свидетельствуют о протекании в системе переходных процессов. Поэтому для ее отождествления со стационарной системой при определении сходимости пришлось отбросить первые 4 с (Δt) переходных процессов торможения, которые не учитывались в расчетах сходимости.

Усекать часть процесса перед остановкой в данном случае не понадобилось ($\Delta t = 0$). В представленном примере приведенный коэффициент сцепления поезда составил 0,0332, что соответствует определенному по (2.23).

Фрагмент листинга определения сходимости результатов решения динамической модели и классических уравнений механики, выполненный в программном комплексе Wolfram Mathematica 7, приведен ниже.

(*Тестирование на сходимость результатов решения

динамической модели с результатами классической механики*)

```
Table[iFM[i,n,j] = FunctionInterpolation[FM[i,n,j][t] /. sol, {t, 0, te}],
      {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}]
```

```
Table[iWM[x,i,n,j] = FunctionInterpolation[WM[x,i,n,j][t] /. sol, {t, 0, te}],
      {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}]
```

```
Δt = 4,
```

```
Δtt = 0,
```

$$Finj = \frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t + tm + txx}^{te - \Delta tt} iF_{M[i,n,j]}[t] dt}{(te - \Delta tt) - (tm + txx + \Delta t)}$$

$$Wx = \frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t + tm + txx}^{te - \Delta tt} iW_{M[x,i,n,j]}[t] dt}{(te - \Delta tt) - (tm + txx + \Delta t)}$$

$$\begin{aligned}
& m_c w_B \\
& m_{loc} \\
& m_c \\
& x_1' [tm + t_{xx} + \Delta t] /. sol \\
& x_1' [te - \Delta t] /. sol \\
& \text{Sin}[\text{ArcTan}[i_{p1}[t]]] /. sol \\
& (x_1[te - \Delta t] - x_1[tm + t_{xx} + \Delta t]) /. sol \\
& \psi_n = \frac{F_{inj} + Wx + m_c w_B}{g_0 (m_{loc} + m_c)} \\
& s_{klass} = \frac{(x_1' [te - \Delta t])^2 - (x_1' [tm + t_{xx} + \Delta t])^2}{2 g_0 (\text{Sin}[\text{ArcTan}[-i_{p1}[t]]] - \psi_n \text{Cos}[\text{ArcTan}[-i_{p1}[t]]])} /. sol \\
& shodimost = \frac{x_1[te - \Delta t] - x_1[tm + t_{xx} + \Delta t]}{s_{klass}} /. sol
\end{aligned}$$

Здесь суммарная тормозная сила локомотива находится как сумма тормозных сил (на листинге обозначена iF_{inj}) на всех его колесах, определенных интегрированием полученных в результате решения динамической системы функций изменения тормозных сил от времени по мере движения локомотива. Аналогично определяют и суммарную силу сопротивления движению колес локомотива (на листинге обозначена iWx_{inj}).

Однако если на том же участке пути и с той же скоростью локомотив транспортирует уже семь груженых вагонеток, и будет приложен тот же тормозной момент, то приведенный коэффициент сцепления поезда уменьшится до 0,0242 и станет меньше уклона пути. Тогда движение поезда будет ускоренным, что соответствует результату по тесту 9. На рис. 2.26 представлены характеристические графики такого варианта торможения, где приняты те же обозначения, что и на предыдущем рисунке. Хотя ни величина тормозных сил, ни сил сопротивления движению локомотива существенно не изменились, тем не менее поезд уже не смог остановиться и двигался ускоренно.

Естественно, неконтролируемое повышение скорости приведет к крушению поезда, материальным убыткам и, возможно, к человеческим жертвам, поэтому такой сценарий торможения крайне нежелателен.

Описанные тесты могут быть использованы и для случаев движения шахтных поездов по криволинейным в плане участкам пути если динамическая модель учитывает изменения тормозных сил колес на закруглениях. Также следует добавить проекции на ось тяговой секции локомотива дополнительных сопротивлений движению колес локомотива и вагонов прицепной части состава, возникающих при криволинейном движении. Естественно, что тестирование должно выполняться в стационарном режиме, каковым есть движение по кривым постоянного радиуса в плане.

Тестирование шахтного поезда на пути с переменным продольным уклоном возможно только в том случае, если изменяющийся уклон создает постоянный радиус профиля пути.

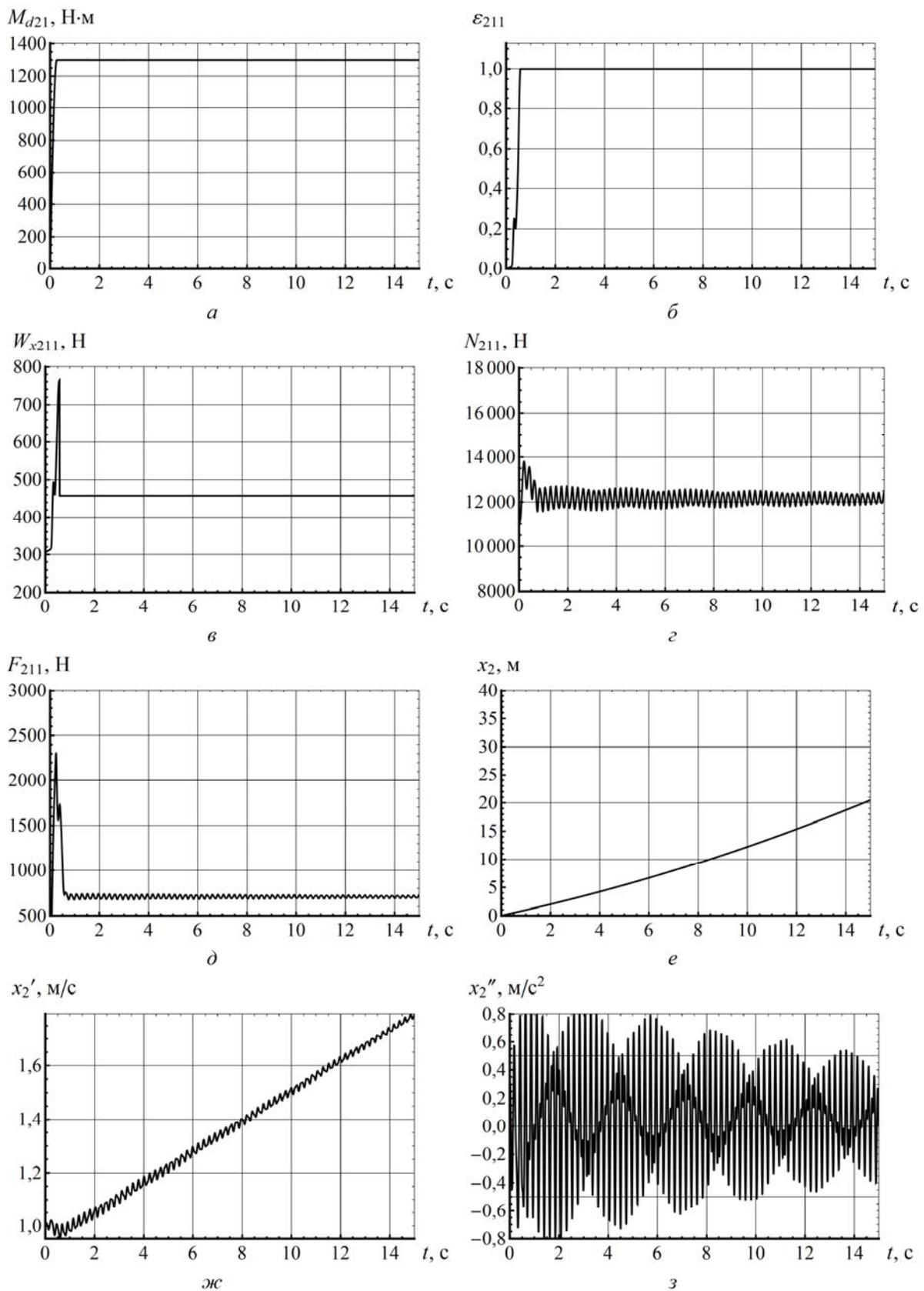


Рис. 2.26. Графики параметров торможения от времени в тесте 9:
a – момент тормозной; *б* – скольжение относительное;
в – сила сопротивления движению; *г* – реакция рельса под колесом;
д – тормозная сила на колесе; *е* – перемещение тяговой секции;
ж – скорость тяговой секции; *з* – ускорение тяговой секции

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

Тестирование продольной динамической модели шахтного локомотива или поезда в режиме торможения позволяет определить ее адекватность положениям классической механики и избежать грубых ошибок в математической модели и числовом материале исходных данных.

Предложены 10 тестов, позволяющих всесторонне апробировать динамическую модель в режиме торможения шахтного поезда на прямых и криволинейных в плане и профиле участках пути с уклонами до 50 ‰.

При тестировании динамической модели на ее адекватность положениям классической механики не следует учитывать периоды времени, когда в ней происходят переходные процессы. Для повышения точности вычислений проходимый поездом путь в режиме, приближенном к стационарному, должен быть, по возможности, длиннее (не менее 10 м), а время движения продолжительнее (более 20 с).

Прикладывая тормозной момент, не приводящий к заклиниванию колес, следует выбирать максимально низкое возможное его значение, и наоборот, выбирая тормозной момент, который заблокирует колеса локомотива, нужно назначать максимальный реально возможный момент.

При движении шахтного поезда вниз по уклону горной выработки с заблокированными колесами в режиме торможения устройствами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса и рельса, движение с ускорением возможно только в том случае, если значение уклона больше величины приведенного коэффициента сцепления поезда, а приложенный тормозной момент превышает максимально допустимый.

Расхождения в результатах длины тормозного пути, полученных из решения динамической модели и на основании уравнений классической механики, не могут отличаться более чем на 5 %, и всегда должны объясняться особенностями динамической модели, точностью численного решения и наложенными ограничениями (допущениями) в расчетных схемах.

2.8. Признаки перехода локомотива в юз при торможении устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе

Приложение излишне большого тормозного момента [48] может привести к сходу локомотива с составом вагонеток с рельсов на высокой скорости, а значит к человеческим жертвам, потерям рабочего времени и затратам на восстановление пути и подвижного состава. Поэтому поиск признаков начала появления юза – важная научно-производственная задача.

Расчетная схема динамической модели [117, 123] торможения локомотива Э10 с составом груженых вагонеток на рельсовом пути с продольным уклоном приведена на рис. 2.3. Численное решение системы дифференциальных уравнений второго порядка (2.7) выполнялось в программе Wolfram Mathematica 7, при этом находили минимальный тормозной путь, на котором остановится поезд в случае приложения максимально возможного тормозного момента, а так же при минимальном его превышении.

Кинетические и динамические параметры процесса торможения осевыми дисковыми тормозами движущегося со скоростью 2,5 м/с электровоза Э10 с семью груженными вагонетками типа ВГ3,3 по уклону в 30 % приведены на рис. 2.27. К осевым тормозным дискам прикладывали тормозной момент величиной 1 269 Н·м, который оставался постоянным в течение всего торможения (см. рис. 2.27, а). В точке контакта колеса и рельса возникало относительное скольжение (на рис. 2.27, б, – это левое колесо первой по ходу движения колесной пары второй тяговой секции), которое в течение 0,27 с (время срабатывания тормозных устройств локомотива Э10) вначале быстро возрастало до 4,5 %, а затем установилось на значении 1,25 %.

Сила продольного сопротивления движению W_{x211} на протяжении 1 с (время принятия решения машинистом о необходимости начала торможения) соответствовала постоянной составляющей сопротивления движению колеса W_0 , равной 306,8 Н. При переходе в тормозной режим W_{x211} возрастала примерно до 318 Н (см. рис. 2.27, в) и колебалась синхронно со скольжением. За счет появляющегося продольного ускорения передние по ходу движения колесные пары догружались и вертикальная реакция рельса под соответствующим колесом увеличилась с 11 020 до 13 250 Н (см. рис. 2.27, г).

В точке контакта колеса и рельса возникала тормозная сила (см. рис. 2.27, д), величина которой определяется вышеперечисленными факторами (примерно 2 220 Н·м). Останавливаясь, поезд прошел действительный тормозной путь 29,549 м (см. рис. 2.27, е), зависящий от изменения скорости движения (см. рис. 2.27, ж) и ускорения (замедления) (см. рис. 2.27, з), которое равнялось в среднем $0,125 \text{ м/с}^2$ при частоте около 4 Гц (эта частота соответствует колебаниям и всех остальных параметров процесса торможения). В начале торможения амплитуда осцилляций составляла $0,35 \text{ м/с}^2$, но после пятисекундного затухания установилась на указанном значении. Локомотив остановился через 21,630 с после начала торможения. Увеличение момента даже на один ньютонметр до 1 270 Н·м удлинит действительное время торможения до 71,230 с (увеличилось на 49, 600 с), а тормозной путь до 90,853 м (увеличился на 61,304 м). На рис. 2.28 приведены те же графики движения, а так же приняты обозначения осей ординат, идентичные использованным на рис. 2.27.

В результате локомотив с составом вагонеток, имея высокую скорость, сошел бы с рельсов на ближайшей локальной неровности пути (например, ступеньке рельсового стыка), тем более превысив допустимые 40 м тормозного пути.

Рассмотрим поведение относительного скольжения на всех восьми колесах локомотива (по четыре в каждой секции) и возникающие при этом тормозные силы (их графики приведены на рис. 2.29). Если на первой по ходу движения тяговой секции относительные скольжения колес ε_{111} , ε_{121} , ε_{121} , ε_{122} оставались такими же, как и в первом случае (их величина не превышала 1,5 %, так как блокирование колес не происходило), то на второй тяговой секции в течение 2 с после начала прикладывания тормозного момента развился срыв сцепления колес, они полностью прекратили вращение (заблокировались), а относительные скольжения ε_{211} , ε_{221} , ε_{221} , ε_{222} достигли значения 100 %.

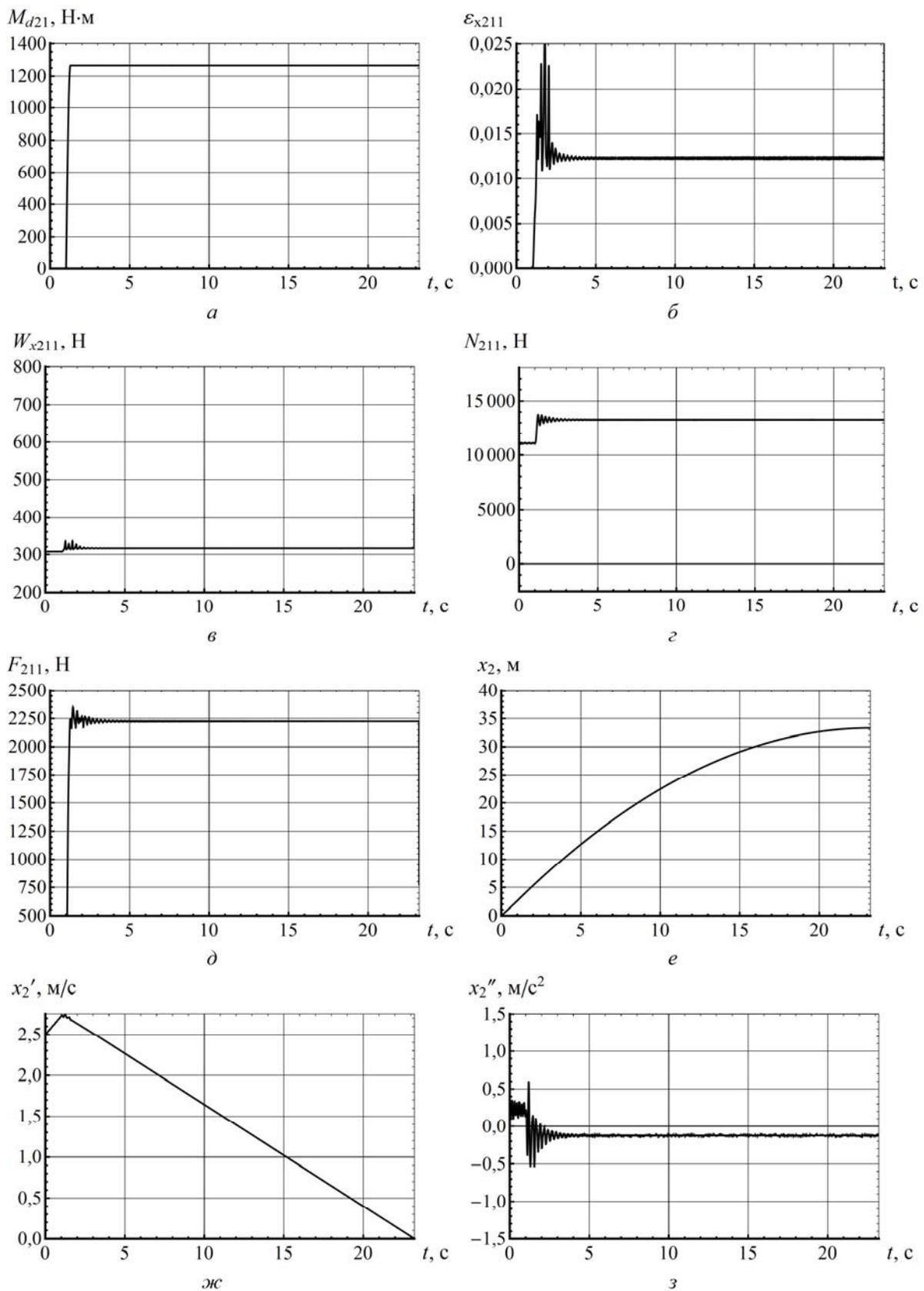


Рис. 2.27. Графики параметров торможения без срыва сцепления:
a – момент тормозной; *б* – скольжение относительное;
в – сила сопротивления движению; *г* – реакция рельса под колесом;
д – тормозная сила на колесе; *е* – перемещение тяговой секции;
ж – скорость тяговой секции; *з* – ускорение тяговой секции

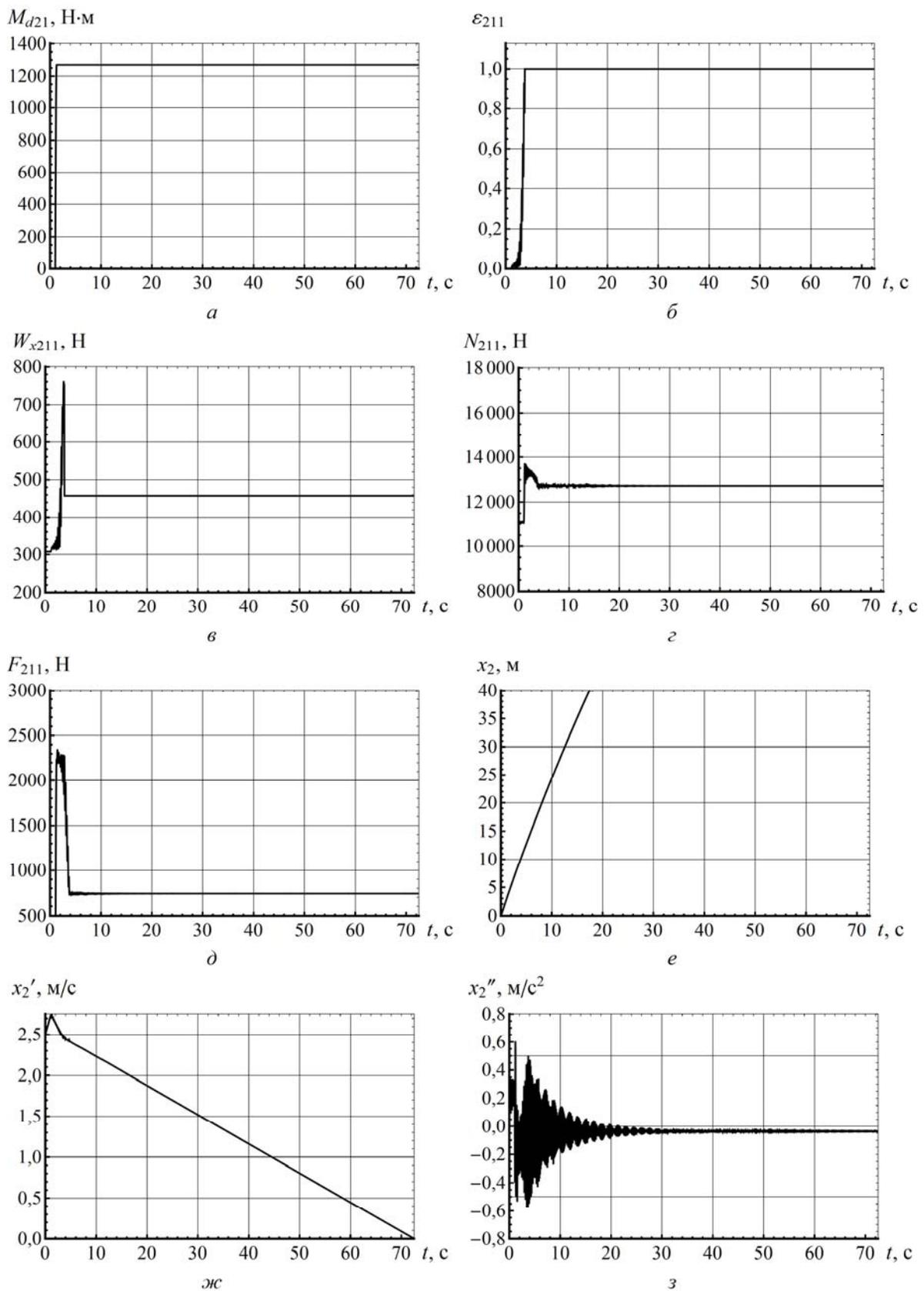


Рис. 2.28. Графики параметров торможения при частичном срыве сцепления:
a – момент тормозной; *б* – скольжение относительное;
в – сила сопротивления движению; *г* – реакция рельса под колесом;
д – тормозная сила на колесе; *е* – перемещение тяговой секции;
ж – скорость тяговой секции; *з* – ускорение тяговой секции

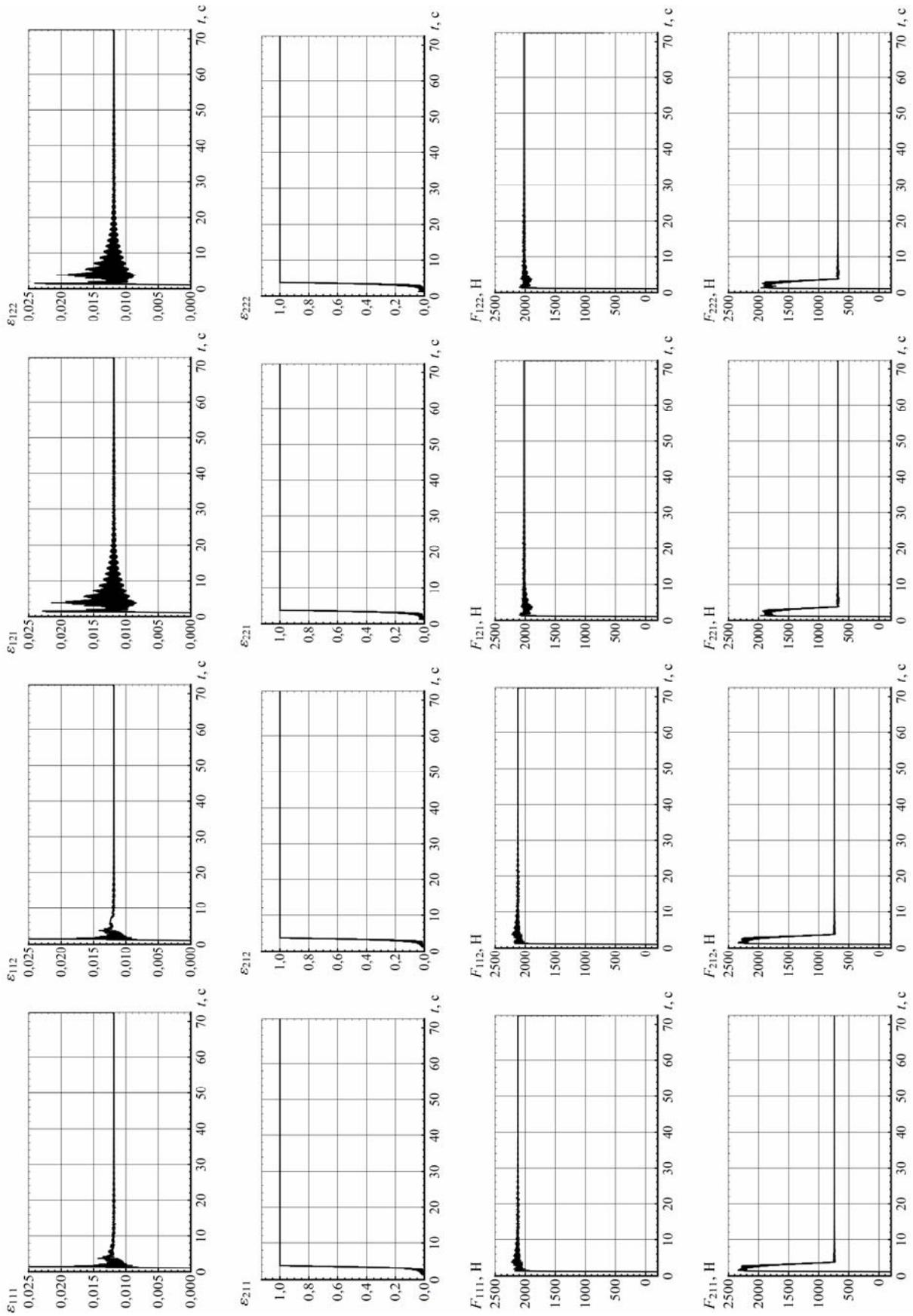


Рис. 2.29. Графики относительных скольжений и тормозных сил на колесах при частичном срыве сцепления

Это, очевидно, связано с более тяжелым режимом работы второй тяговой секции (усилие от состава вагонов на сцепку). Поэтому за 2 с произошло падение тормозных сил на колесах второй тележки F_{211} , F_{221} , F_{221} , F_{222} от максимального значения около 2 000 Н до минимального в 700 Н, соответствующего режиму трения скольжения. В то же время тормозные силы первой тележки F_{111} , F_{121} , F_{121} , F_{122} не уменьшились.

Фактически со второй секунды торможения поезд останавливался, в основном, за счет тормозных сил первой по ходу движения тележки, поэтому его тормозной путь и время до остановки так значительно увеличились.

Анализируя вышесказанное можно сделать вывод, что резкий рост относительного скольжения колес по рельсам (до 50 %) за 1 с может быть признаком начинающегося юза.

Еще одним признаком того, что локомотив не сможет ожидаемо быстро остановиться из-за начинающегося юза, могут быть несинхронные вращения валов тяговых двигателей и колес разных тяговых секций. Это видно из рис. 2.30. После завершения процесса приложения тормозного усилия к осевым дисковым тормозам первая тяговая секция двигалась без срыва сцепления, поэтому и скорость вращения ее тягового двигателя (сплошная кривая на рис. 2.30, а) соответствовала характеру торможения локомотива.

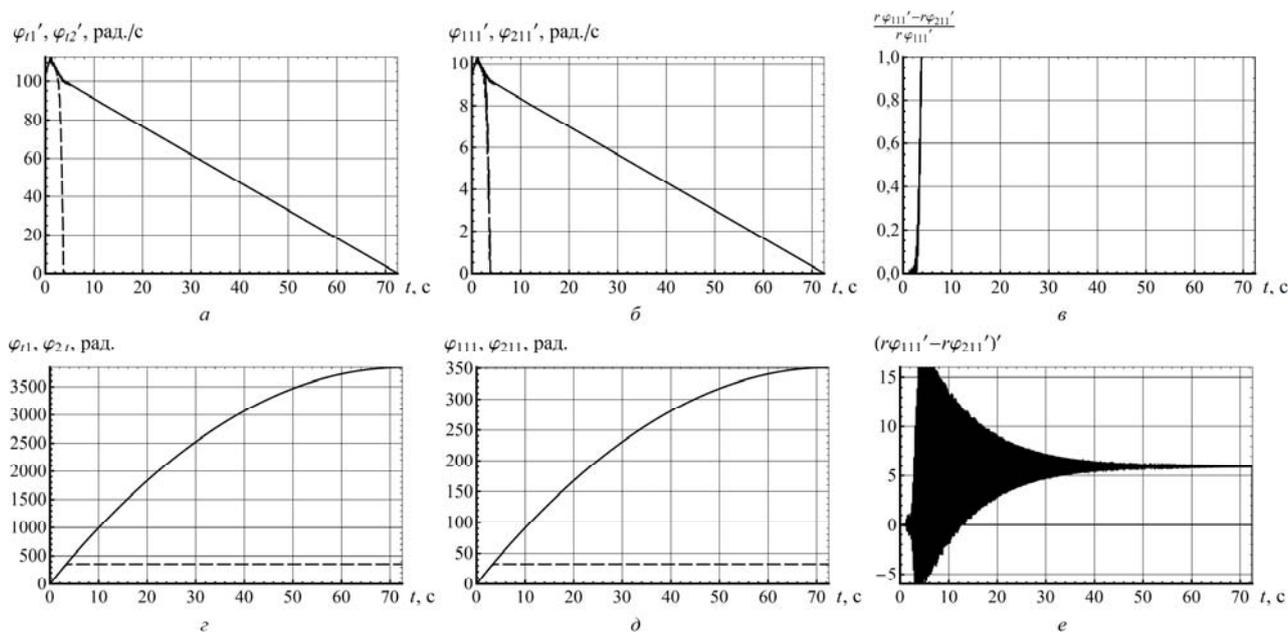


Рис. 2.30. Графики изменения угловых скоростей от времени при частичном срыве сцепления:

- а – угловые скорости тяговых двигателей секций;
- б – угловые скорости соответствующих колес тяговых секций;
- в – относительное расхождение линейных скоростей колес;
- г – угловые координаты тяговых двигателей;
- д – угловые координаты соответствующих колес тяговых секций;
- е – производная по времени разности скоростей колес тяговых секций

Скорость же вращения второй по ходу движения тяговой секции начала резко снижаться (штриховая линия на рис. 2.30, *а*) пока не достигла нуля (блокирование и полное прекращение вращения колес тяговой секции) примерно через 2 с после начала торможения. Аналогичная картина наблюдается и при сравнении скоростей вращения левых колес первой колесной пары соответственно первой и второй тяговых секций, как это видно на рис. 2.30, *б*). Отличие состоит лишь в том, что блокирование колеса второй колесной пары (штриховая линия) сопровождалось пульсациями частотой примерно 5 Гц и амплитудой около 1 рад/с. Это доказывает, что процесс перехода к юзу при блокировании колеса имеет знакопеременные пульсации угловой скорости, а в контакте колеса и рельса возникают не только силы трения скольжения, но и упругого скольжения. Если рассмотреть этот процесс как относительное расхождение линейных скоростей указанных колес (отношение разности линейных скоростей незаблокированного и заблокированного колес к линейной скорости незаблокированного колеса), то за те же 2 с оно возросло от нуля до единицы и сопровождалось такими же осцилляциями, и это видно на рис. 2.30, *в*. Таким образом, резкое (за 1 с) увеличение относительного расхождения линейных скоростей колес или разности угловых скоростей вращения тяговых двигателей секций на 50 % может быть признаком приближающейся блокировки колес одной из тяговых секций. Производная по времени разности указанных скоростей есть аналогом ускорения переходного процесса блокирования колес. Оно появляется только при начале юза и имеет синусоидальную форму с преобладающей положительной частью. Через 3 с от начала торможения ускорение достигает максимальных значений амплитуды колебаний от минус 6 до плюс 16 м/с², а затем (после полной блокировки одного из колес) начинает быстро убывать. Факт появления такого ускорения может быть с успехом использован для диагностика начала юза. Вал второй тяговой секции после перехода в юз перестает вращаться, а его угловая координата остается неизменной (см. рис. 2.30, *г*).

Похожим образом выглядит сравнение угловых координат левых колес первой колесной пары соответственно первой и второй тяговых секций, как это видно на рис. 2.30, *д*. Левые колеса первой и второй колесных пар второй тяговой секции практически синхронно заблокировались (см. рис. 2.30, *е*). Это стало возможным потому, что локомотив Э10 имеет групповой привод колесных пар тяговой секции. Дальнейшее возрастание тормозного момента до 1 279 Н·м приведет к блокированию колес и первой тяговой секции. На рис. 2.31 приведен пример характеристических графиков такого случая. Масса состава, начальная скорость и используемые тормоза те же, что и в предыдущем случае с частичным блокированием колес. Для наглядности выведены только первые 7 с движения с момента, когда перед машинистом возникла необходимость экстренного торможения.

При этом эквивалентный коэффициент сцепления составляет только 0,0241752, что меньше уклона пути, а значит, поезд не сможет остановиться, будет двигаться ускоренно и, скорее всего, сойдет с рельсов (со всеми отрицательными последствиями).

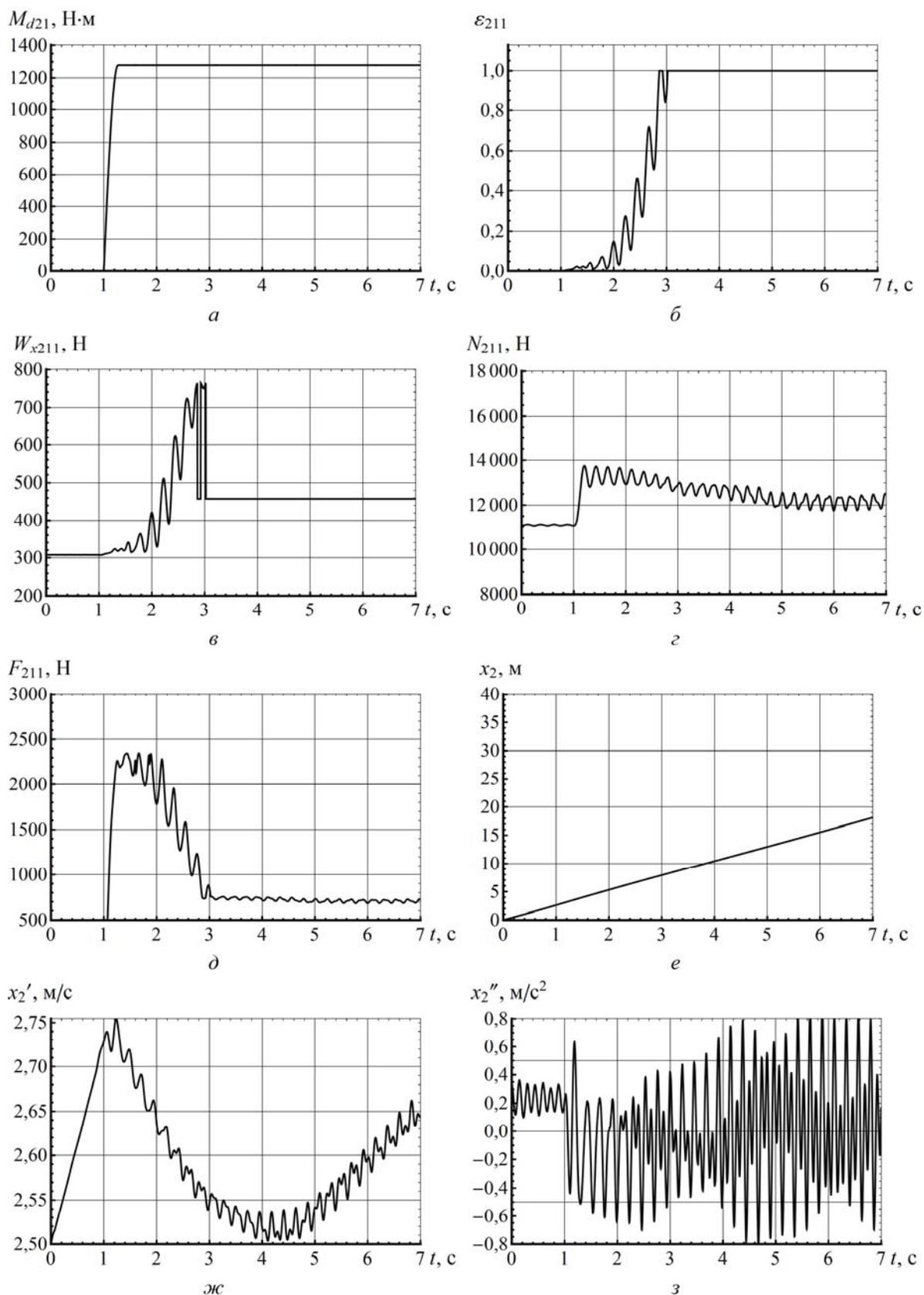


Рис. 2.31. Графики параметров торможения при полном срыве сцепления:
a – момент тормозной; *б* – скольжение относительное;
в – сила сопротивления движению; *г* – реакция рельса под колесом;
д – тормозная сила на колесе; *е* – перемещение тяговой секции;
ж – скорость тяговой секции; *з* – ускорение тяговой секции

Здесь приняты те же обозначения и шкалы по оси ординат, что и на рис. 2.28. Как и в выше описанном случае, блокировка колес второй тяговой секции наступает через 2 с, однако еще примерно через 2 с происходит блокирование колес первой по ходу движения тяговой секции локомотива.

Это видно и на рис. 2.32, где приведены графики относительного скольжения и тормозных сил на всех восьми колесах локомотива. Ни тормозные силы F_{inj} , ни силы продольного сопротивления движению $W_{x inj}$ не успевают выйти на свои максимальные значения и практически сразу переходят к значениям трения скольжения (здесь постоянная составляющая сопротивления движению колеса W_0 отсутствует).

Скорость после ее роста в течение секундного промежутка (на время принятия машинистом решения о начале торможения) продолжает увеличиваться, а потом начинает уменьшаться, поскольку действуют тормозные силы и силы сопротивления движению.

Угловые скорости и угловые координаты валов двигателей и колес при полном срыве сцепления подтверждают описанные выше тенденции, как это видно на рис. 2.33. Относительное расхождение линейных скоростей соответствующих колес в этом случае изображается в виде резко возрастающей пульсирующей линии и только потом вырождается в вертикальную (см. рис. 2.33, в).

Это может свидетельствовать о том, что процесс перехода в юз при блокировании колес локомотива тормозными устройствами имеет разбег по времени от его начала до завершения между колесами второй и первой тяговых секций. Наиболее активная его фаза занимает примерно 1 с.

Резкий рост относительно скольжения колес по рельсам с 1,5 % до 50 % за 1 с есть признаком начинающегося юза при торможении системами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса с рельсом, и может быть использован для выявления момента времени блокирования колес тормозными устройствами.

Быстрое (за 1 с) увеличение относительного расхождения линейных скоростей колес или разности в угловых скоростях вращения тяговых двигателей секций на 50 % может быть признаком приближающейся блокировки колес одной из тяговых секций.

Производная по времени разности указанных скоростей есть аналогом ускорения переходного процесса блокирования колес, а факт появления такого ускорения может быть с успехом использован для диагностика начала юза.

Процесс перехода к юзу при блокировании колеса тормозным устройством сопровождается знакопеременными пульсациями угловой скорости, поэтому в точке контакта колеса и рельса возникают не только силы трения скольжения, но и упругого скольжения.

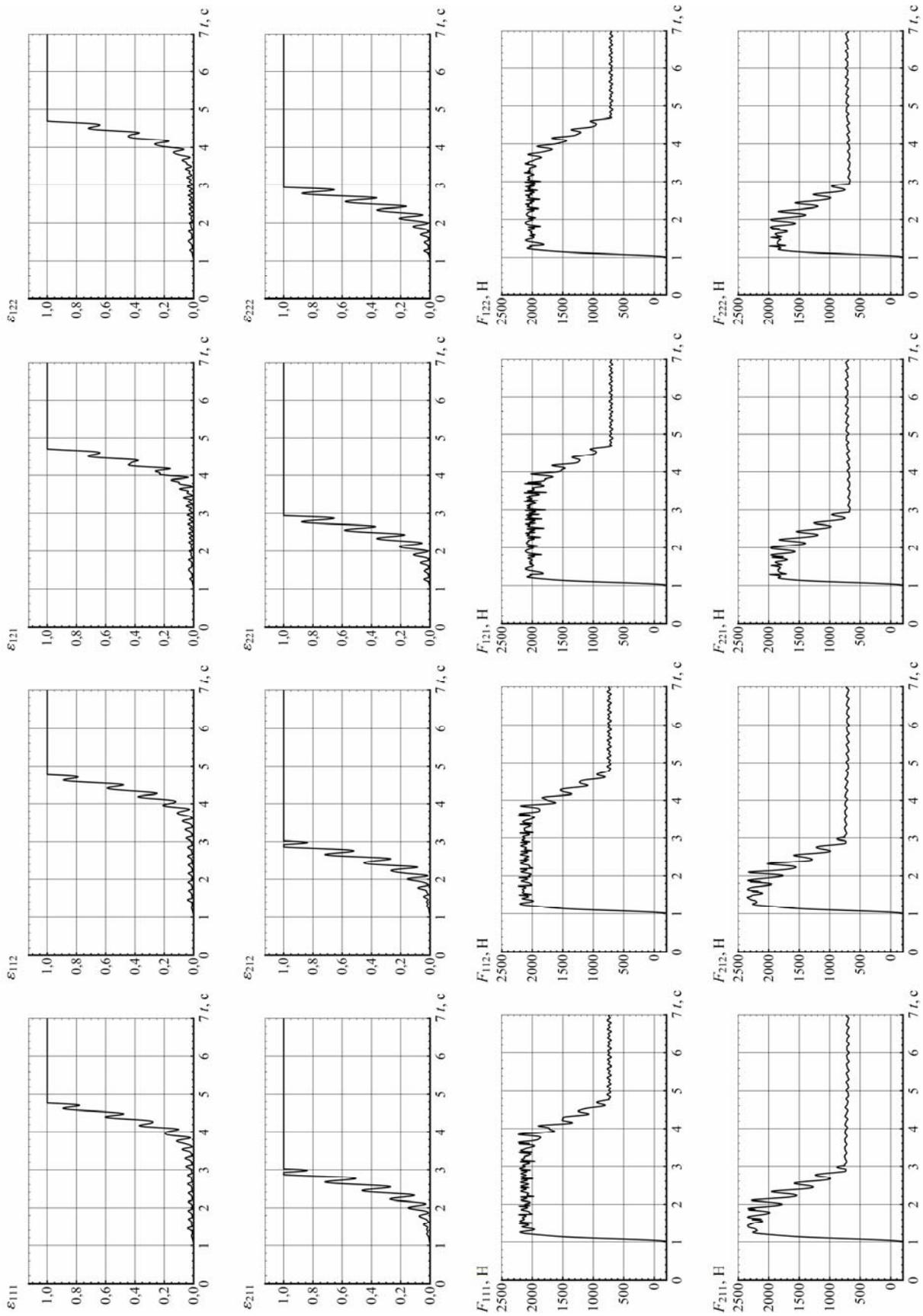


Рис. 2.32. Графики относительных скольжений и тормозных сил на колесах при полном срыве сцепления

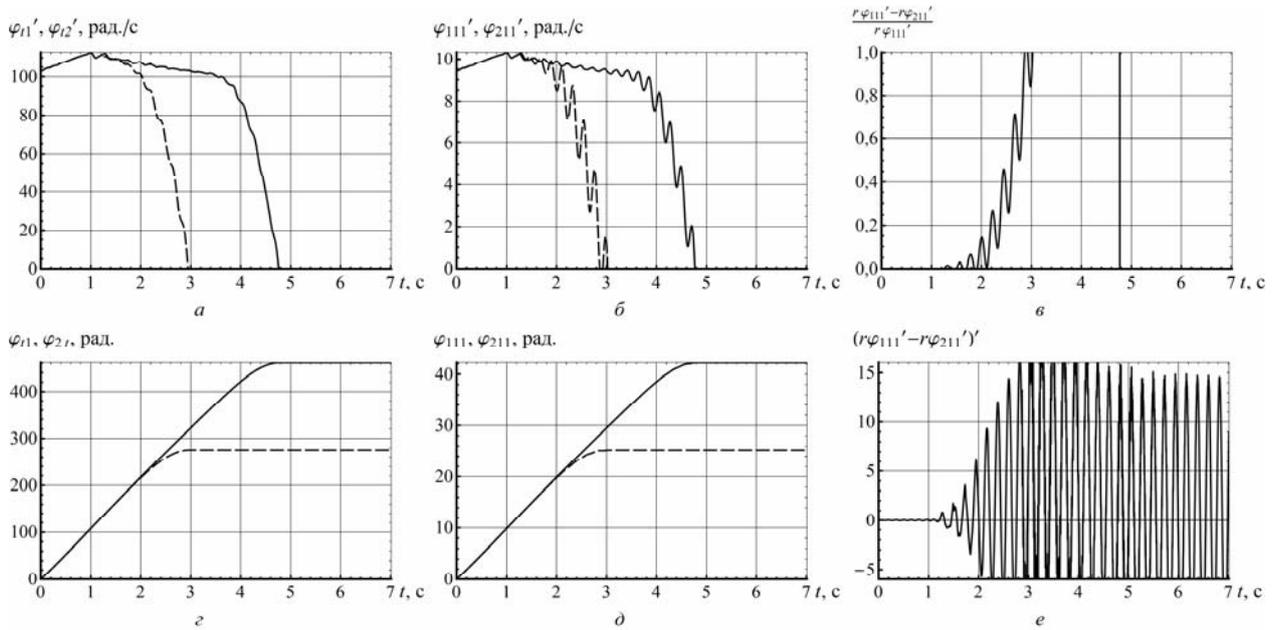


Рис. 2.33. Графики изменения угловых скоростей от времени при полном срыве сцепления:

- a* – угловые скорости тяговых двигателей секций;
- б* – угловые скорости соответствующих колес тяговых секций;
- в* – относительное расхождение линейных скоростей колес;
- з* – угловые координаты тяговых двигателей;
- д* – угловые координаты соответствующих колес тяговых секций;
- e* – производная по времени разности скоростей колес тяговых секций

РАЗДЕЛ 3

ВЛИЯНИЕ НЕРОВНОСТЕЙ И ЗАГРЯЗНЕННОСТИ РЕЛЬСОВОГО ПУТИ НА ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЖЕНИЯ ПОЕЗДА

3.1. Определение динамических добавок к нормальным реакциям рельсов от локальных и систематических несовершенств шахтного рельсового пути

В динамической модели шахтного локомотива, реализующего тормозную силу в точке контакта колеса и рельса, возникает необходимость определения сил, воздействующих на его колеса в движении, что позволит определить обобщенные силы в уравнении Лагранжа второго рода. Для традиционных двухосных шахтных локомотивов эти силы достаточно точно рассчитаны в режиме тяги на прямых и криволинейных участках пути [107]. С высокой степенью точности они определялись для шахтных шарнирно-сочлененных локомотивов при движении в установившемся режиме по идеальной кривой без учета упруго-диссипативных параметров пути [66]. Однако необходимо также определять воздействия от коротких единичных и длинных (систематических и локальных) несовершенств шахтной колеи на шарнирно-сочлененный локомотив, движущийся в переходных режимах, в частности при торможении на заданных участках шахтного пути.

Поскольку обычно для служебного торможения используют динамическое торможение двигателем, колесно-колодочными или дисковыми осевыми и трансмиссионными тормозами, то тормозная сила локомотива, реализуемая в точке контакта колеса с рельсом, зависит от нормальной реакции рельса. На качество формирования этой силы существенное влияние оказывают локальные несовершенства рельсового пути, поэтому вызываемые ими силы должны быть достаточно точно определены в математической модели [111, 115].

В расчетных схемах динамической модели шарнирно-сочлененного шахтного локомотива Э10 (см. рис. 2.3 и 2.8) учтены все силы взаимодействия колес с рельсами. Параметры пути (в том числе локальные неровности) предварительно измеряют на конкретном участке [97], аппроксимируют математическими функциями по координате пути S . Взаимодействия колеса локомотива с различными локальными неровностями пути определяются расчетными схемами, известными для железнодорожных экипажей [20], и представленными на рис. 3.1.

Колесо с лыской (ползуном) длиной l_n на образующей круга катания, перемещаясь из положения 1 в положение 2 по рельсу 3 (см. рис. 3.1 *a*), поворачивается вокруг мгновенного центра вращения A и приобретает дополнительную вертикальную составляющую скорости v_n , в результате чего вектор результирующей скорости v_p отклоняется от горизонтального направления v , что вызывает уменьшение угла α_n (см. рис. 3.1) и удар колеса о рельс с силой, равной

$$N_{л inj} = v \frac{l_{л}}{2r} \sqrt{c_{кол} m_{оз}} . \quad (3.1)$$

Здесь контактная жесткость колес $c_{кол}$, равная с учетом имеющихся экспериментальных данных [20] примерно $5 \cdot 10^8$ Н/м для магистральных локомотивов, по результатам компьютерного моделирования в программном комплексе АРМ WinMachine [31] для шахтных локомотивов составляет $4,6 \cdot 10^8$ Н/м, как это видно на рис. 3.2. Частоту пульсаций этой силы (Гц) на каждом колесе находят по выражению $\lambda_{л} = \frac{v}{l_{л}}$.

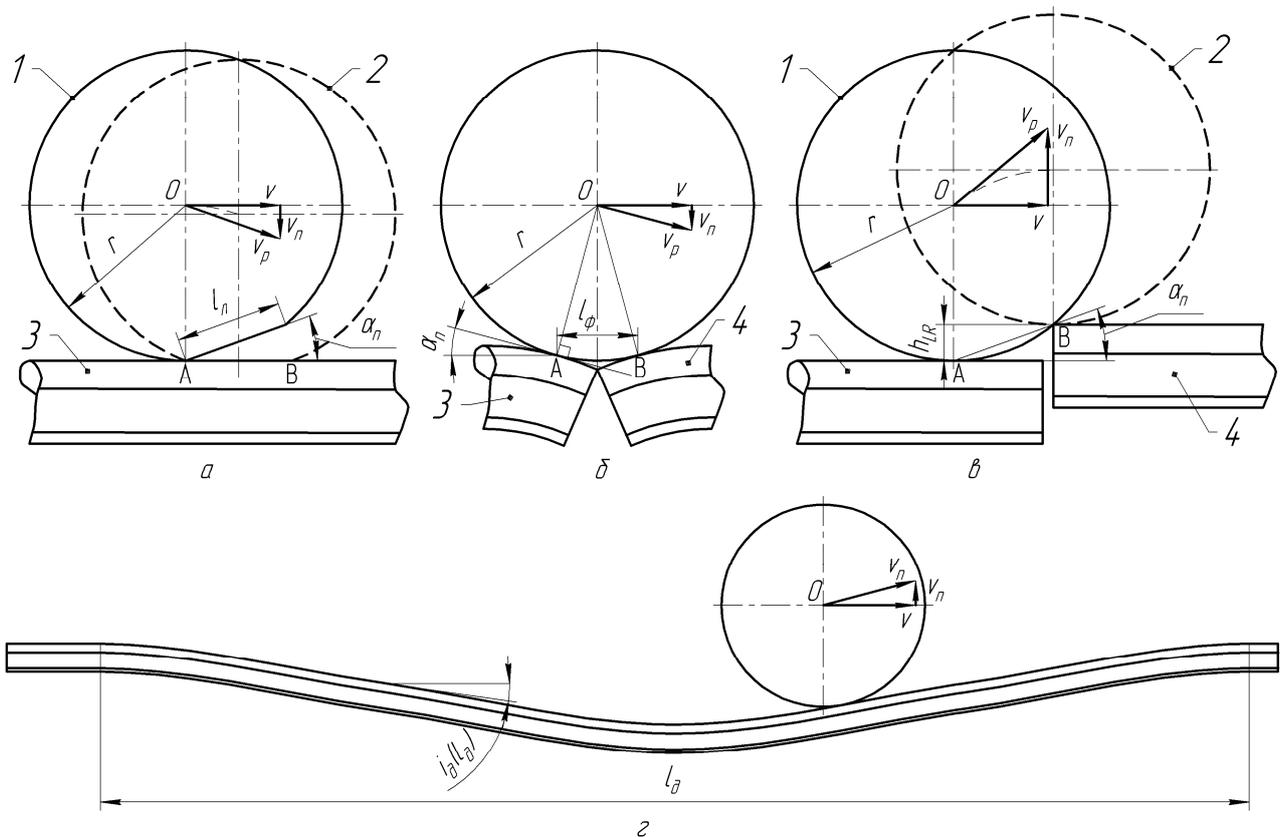


Рис. 3.1. Взаимодействие колес с единичными неровностями пути:
a – лыска на колесе; *б* – проседание концов рельсов на стыке;
в – ступенька на рельсовом стыке; *г* – длинный прогиб рельсовой нити

Колесо, проваливающееся в проседание концов рельсов 3 и 4 (см. рис. 3.1 б) на стыке, также дополнительно ударяет по рельсам с некоторой силой. Величина этой силы равна динамической добавке к вертикальной реакции рельса под колесом, определяемой по выражению

$$N_{ф inj} = v \frac{l_{ф}}{2r} \sqrt{c_{кол} m_{оз}} , \quad (3.2)$$

где l_{ϕ} – расстояние между точками касания рельсов с колесом, м; определяется на стыке эмпирически по шаблону радиусом колеса r .

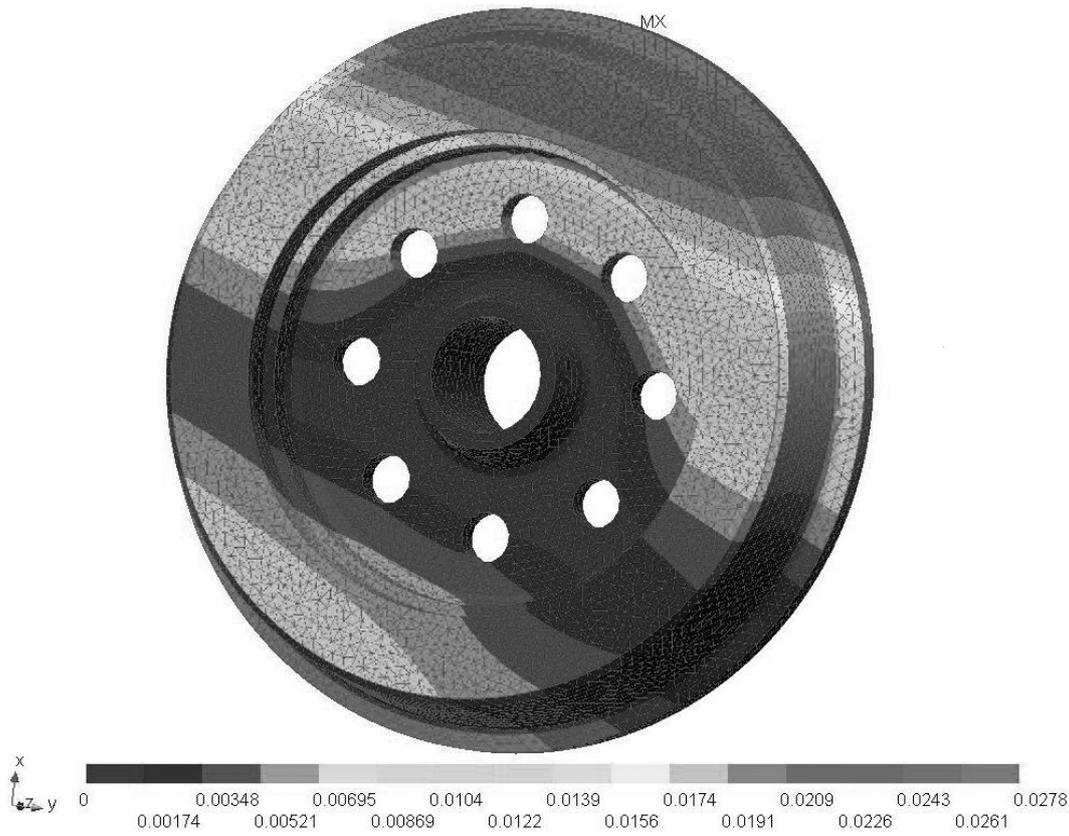


Рис. 3.2. Результаты компьютерного моделирования контактной жесткости колеса шахтного локомотива

Частоту пульсаций этой силы (Гц) на каждом колесе находят из формулы

$$\lambda_{\phi} = \frac{v}{l_{pn}},$$

где l_{pn} – длина рельсовой плети (одного рельса или нескольких, сваренных в стык между собой), м.

Единичные неровности также учитывают в виде ступеньки рельсового стыка высотой h_{LR} , при чем величину ступеньки на левом рельсе обозначают $h_L(S)$, а на правом – $h_R(S)$. Все колеса локомотива последовательно преодолевают ступеньки в соответствующих точках рельсового пути. Когда колесо взезжает на ступеньку рельсового стыка высотой h_{LR} , перекатываясь из положения 1 в положение 2 (см. рис. 3.1 в), оно испытывает дополнительную силу удара о рельс 4, равную

$$N_{c inj} = 2v \sqrt{\frac{h_{LR}}{2r}} \sqrt{c_{кол} m_{oz}}. \quad (3.3)$$

Частота пульсаций и величина этой силы зависит от качества скрепления торцов рельсов и определяемой экспериментально величины ступеньки на каждом из них.

Дополнительные нагрузки от локальных прогибов рельсовых нитей под колесами локомотива (которые могут быть статическими и определяться на пути без локомотива, и динамическими – определяться на пути под локомотивом) находят из расчетной схемы (см. рис. 3.1 з) как от синусоидальных неровностей по выражению

$$N_{\partial inj} = i_{\partial} v \sqrt{c_{oz} m_{inj}},$$

где i_{∂} – локальный уклон прогиба рельсовой нити по длине неровности, зависящий от типа рельса, рода балласта и расстояния между шпалами. Используя экспериментальные данные [20], его можно заменить средним уклоном прогиба синусоидальной неровности рельсового пути под движущимся колесом как

$$i_{\partial cp} = k_{\partial} \beta_{\partial} \gamma_{\partial} l_{ш} G_{inj0},$$

где k_{∂} – коэффициент пропорциональности, равный $1,6 \cdot 10^{-5} \text{ (Н} \cdot \text{м)}^{-1}$;

β_{∂} – коэффициент, зависящий от типа рельса, для Р34 принимают равным 1,2;

γ_{∂} – коэффициент, зависящий от рода балласта, для рудничной породы принимают равным 1,4;

$l_{ш}$ – расстояние между осями шпал, принимают равным 1,5 м;

l_{∂} – длина длинной неровности пути (локального прогиба), м.

Тогда

$$N_{\partial inj} = k_{\partial} \beta_{\partial} \gamma_{\partial} l_{ш} G_{inj} \frac{l_{\partial}}{l_{cp}} v \sqrt{c_{oz} m_{inj}}, \quad (3.4)$$

где l_{cp} – длина среднего локального прогиба, соответствующая среднему уклону $i_{\partial cp}$ длинной неровности пути, для шахтного пути она равна 2,85 м.

Возникает эта сила в момент выезда колеса из неровности на ровный участок пути и действует ступенчато [20]. Частоту пульсаций указанной силы (Гц)

на каждом колесе можно считать равной $\lambda_{\partial} = \frac{v}{l_{\partial}}$.

Кроме локальных (единичных) несовершенств на шахтный локомотив действуют длинные (систематические) несовершенства рельсового пути, обусловленные не только низкой точностью укладки шахтной рельсовой колеи, но и

периодической подвижностью (вспучиваниями) подошвы горных выработок. Как правило, такие несовершенства можно описать синусоидой длиной l_s и амплитудой h_s синхронно для левого и правого рельсов пути. Длина систематических неровностей в реальных шахтных условиях колеблется от 3 до 10 м и может быть принята в среднем равной 7 м. Высота же таких неровностей обычно невелика и составляет от 0,5 до 1,5 мм, поэтому ею часто пренебрегают. Однако вертикальные перемещения колес деформируют элементы вертикальной подвески локомотива, вызывая дополнительные нагрузки на колеса, а значит и реакции рельсов. Это, в свою очередь, при торможении устройствами, передающими тормозную силу через фрикционный контакт колеса и рельса, изменяет величину продольного скольжения и тормозной силы. Тогда величина колебаний вертикальной реакции рельса под колесом составит

$$N_{s inj} = c_z h_s \sin\left(\frac{2\pi S_{inj}}{l_s}\right), \quad (3.5)$$

где S_{inj} – текущая дуговая координата колеса вдоль оси пути, м.

Полученные зависимости для реакций неголономных связей подставляют в выражения для определения обобщенных сил в уравнении Лагранжа. Затем, выполняя соответствующие преобразования и процедуры, дополняют систему нелинейных дифференциальных уравнений (2.7), описывающих движение шарнирно-сочлененного локомотива по шахтному рельсовому пути в режиме торможения.

Таким образом, получены универсальные выражения для определения реакций неголономных связей от вертикальных локальных несовершенств шахтного рельсового пути, действующих на колеса локомотива, для их использования при решении уравнения Лагранжа второго рода.

Учет коротких единичных (локальных) и длинных (систематических) несовершенств шахтного пути позволяет получить динамическую модель шахтного шарнирно-сочлененного локомотива, достаточно точно описывающую процесс его торможения на реальном участке рельсовой колеи. Это дает возможность создать локомотив с высокими тягово-тормозными характеристиками для работы на существующих шахтных путях и определить требования к профилю строящихся шахтных выработок, в которых предполагается использование тяжелых локомотивов нового поколения.

3.2. Влияние систематических неровностей пути при торможении устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе

Имеющиеся на реальном шахтном рельсовом пути длинные и короткие систематические несовершенства рельсового пути, обусловленные не только низкой точностью укладки шахтной рельсовой колеи, но и периодической подвижностью (вспучиваниями) подошвы горных выработок, а так же износом колесных бандажей, способны вызвать срыв сцепления колеса и рельса. Особенно

важно это при использовании тяжелых шарнирно-сочлененных локомотивов, имеющих значительные возможности по тяге, однако не способных обеспечить гарантированную остановку состава груженых вагонеток на руководящем уклоне. Приложение же излишне большого тормозного момента приводит к появлению лысок на колесах, сходу локомотива с составом вагонеток с рельсов на высокой скорости, а значит – к человеческим жертвам, потерям рабочего времени и затратам на восстановление пути и подвижного состава. Поэтому определение влияния систематических неровностей на процесс появления юза – важная научно-производственная задача.

Расчетная схема динамической модели [115, 123] торможения локомотива Э10 с составом груженых вагонеток на рельсовом пути с продольным уклоном приведена на рис. 2.3. Динамическая модель позволяет учитывать влияние длинных (систематических) неровностей рельсового пути.

Численное решение системы дифференциальных уравнений второго порядка выполнялось в программе Wolfram Mathematica 7, при этом находили минимальный тормозной путь, на котором остановится поезд в случае приложения максимально возможного тормозного момента в движении по идеально ровному пути, и пути с длинными или короткими неровностями. Параметры пути задавались в том числе и для его неровностей как это показано в *Path Params.xls* (приложение Б).

Любая систематическая неровность снижает максимально возможный тормозной момент. Так, например, если путь имеет длинную синусоидальную неровность длиной 7 м и высотой 0,5 мм, то для торможения осевыми дисковыми тормозами движущегося со скоростью 2,5 м/с электровоза Э10 с семью груженными вагонетками типа ВГЗ,3 на уклоне в 30 ‰ тормозной момент составит только 1 251 Н·м. На рис. 3.3 показан такой случай, здесь приведены те же графики движения, а так же приняты обозначения, идентичные использованным на рис. 2.27. Время торможения и тормозной путь незначительно удлинились (до 22,54 с и 30,801 м), но вертикальные реакции рельса над колесами колебались с амплитудой ± 300 Н (см. рис. 3.3, а) по отношению к среднему значению 13 250 Н, которое действовало при движении по идеально ровному пути (см. рис. 2.27, а). Это спровоцировало колебания относительного скольжения колес с амплитудой $\pm 0,002$ (см. рис. 3.3, б) и, как следствие, колебания тормозной силы с амплитудой ± 50 Н (см. рис. 3.3, в).

Однако если задать высоту неровности равной 1,0 мм (увеличить ее на 0,5 мм), амплитуда колебаний реакций рельсов под колесами возрастет до ± 600 Н, колеса второй по ходу движения тяговой секции заблокируются через 3 с, а первой – через 4 с после начала прикладывания тормозного момента. В результате поезд не сможет остановиться и произойдет крушение. То есть, налицо все признаки блокирования колес приложенным тормозным моментом [117] и переход локомотива в юз.

Тормозная сила падает до значения, соответствующего трению скольжения (см. рис. 3.4, в), поскольку относительное скольжение (см. рис. 3.4, б) резко возросло до стопроцентного значения.

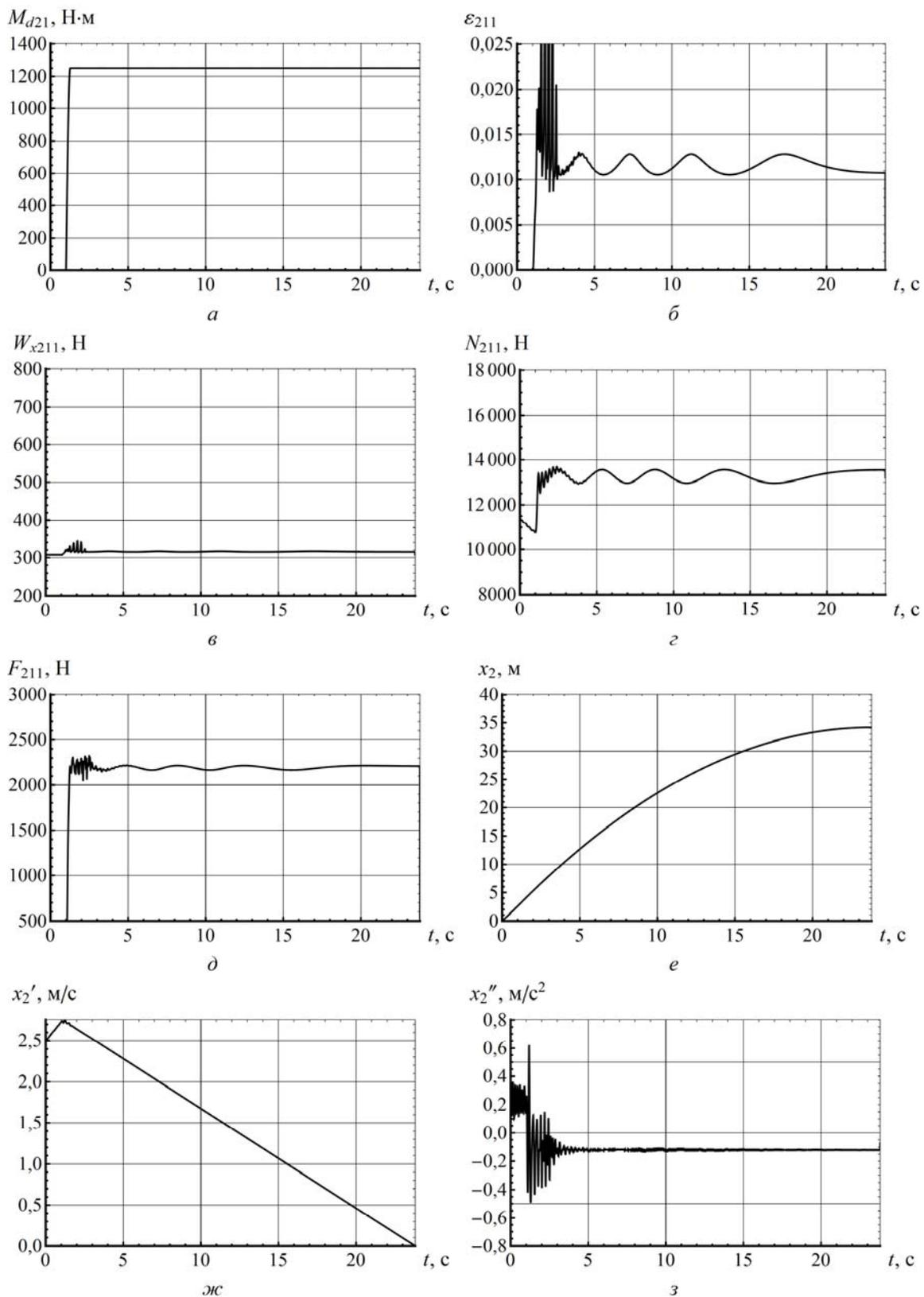


Рис. 3.3. Графики параметров торможения от времени на пути с длиной синусоидальной неровности высотой 0,5 мм:

- | | |
|--|---|
| a – момент тормозной; | \bar{b} – скольжение относительное; |
| $\bar{в}$ – сила сопротивления движению; | \bar{z} – реакция рельса под колесом; |
| $\bar{д}$ – тормозная сила на колесе; | e – перемещение тяговой секции; |
| $\bar{ж}$ – скорость тяговой секции; | $\bar{з}$ – ускорение тяговой секции |

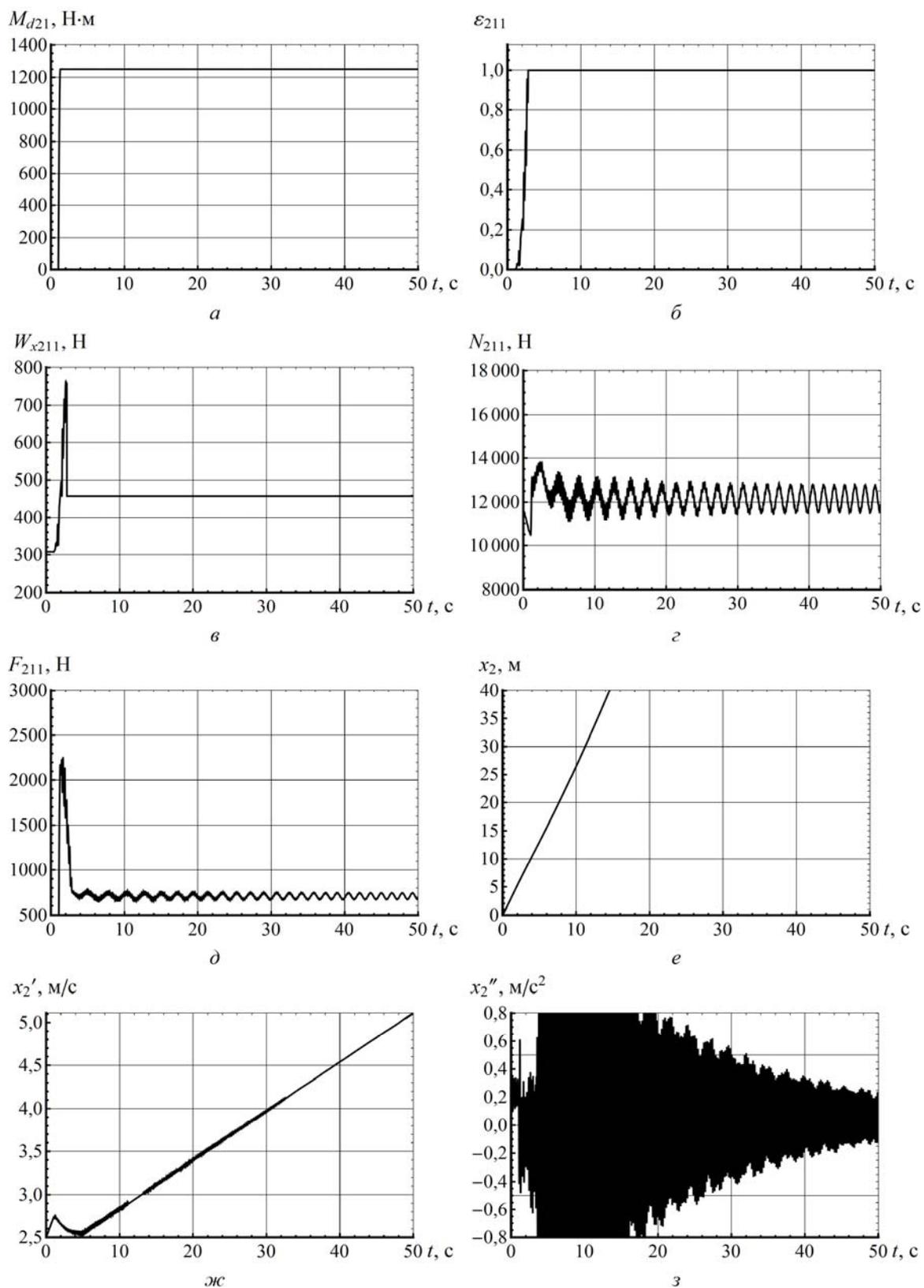


Рис. 3.4. Графики параметров торможения от времени на пути с длиной синусоидальной неровностью высотой 1 мм:

- | | |
|--|---|
| a – момент тормозной; | \bar{b} – скольжение относительное; |
| $\bar{в}$ – сила сопротивления движению; | \bar{z} – реакция рельса под колесом; |
| $\bar{д}$ – тормозная сила на колесе; | e – перемещение тяговой секции; |
| $\bar{ж}$ – скорость тяговой секции; | $\bar{з}$ – ускорение тяговой секции |

При этом продольное ускорение (замедление) в начале торможения будет колебаться с амплитудой более чем $\pm 1 \text{ м/с}^2$, но по мере возрастания скорости она будет уменьшаться.

Устранить отрицательное влияние такой неровности на тормозящий локомотив можно только уменьшением прикладываемого тормозного момента. Так, при снижении его до $1\,232 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (уменьшился на $19 \text{ Н}\cdot\text{м}$) блокирование колес не возникнет и локомотив сможет устойчиво остановиться через $23,587 \text{ с}$ (дольше на $1,047 \text{ с}$) на тормозном пути в $32,242 \text{ м}$ (больше на $1,441 \text{ м}$). Естественно, что такое торможение можно считать допустимым.

Из сказанного можно сделать вывод, что длинные синусоидальные (систематические) неровности существенно влияют на процесс торможения и способны вызвать блокирование колес излишне большим тормозным моментом.

Учет влияния таких неровностей на расчет тормозных параметров шахтного локомотива необходим при проектировании и эксплуатации тяжелых шарнирно-сочлененных локомотивов.

Влияние единичных систематических неровностей на процесс торможения имеет несколько другой вид [68]. Такие неровности как эксцентриситет [69] колеса (неуравновешенность) или лыска (ползун) на его дорожке катания вызывают периодические ударные нагрузки на рельсы и, соответственно, увеличивают нормальные реакции рельсов под колесами. Например, лыски длиной 50 мм (это размер, близкий к максимально возможному) на каждом из восьми колес шарнирно-сочлененного локомотива (расположенные со смещением от колеса к колесу на 45° начиная от левого колеса первой колесной пары первой тяговой секции до правого второй колесной пары второй тяговой секции) для описанных выше условий движения по идеально ровному пути способны вызвать значительные ударные нагрузки на ходовую часть локомотива.

Это видно на характеристических графиках рис. 3.5 (здесь приняты обозначения, идентичные использованным на рис. 3.3). Колебания нормальных реакций рельса (см. рис. 3.5, *а*) провоцируют колебания относительных скольжений колес (см. рис. 3.5, *б*) и убывают по мере снижения скорости движения (см. рис. 3.5, *в*). Их влияние на тормозные силы колес (см. рис. 3.5, *д*) и продольное ускорение (замедление) (см. рис. 3.5, *е*) незначительно.

Такие вибрации оказывают положительное влияние [13] на возможность повышения тормозного момента (а значит и сокращают тормозной путь), на рис. 3.5 тормозной момент равен $1\,275 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Срыв сцепления возникает только при $1\,298 \text{ Н}\cdot\text{м}$, когда скорость поезда снижается ниже $0,5 \text{ м/с}$, затем она увеличивается и тогда уже остановка поезда невозможна, как показано на рис. 3.6. Это видно и на рис. 3.7. Периодически ударяющиеся площадками лысок о рельс колеса первой по ходу движения секции вызывают систематические колебания их относительных скольжений ε_{111} , ε_{121} , ε_{121} , ε_{122} . Это же происходит и с относительными скольжениями колес второй секции – ε_{211} , ε_{221} , ε_{221} , ε_{222} .

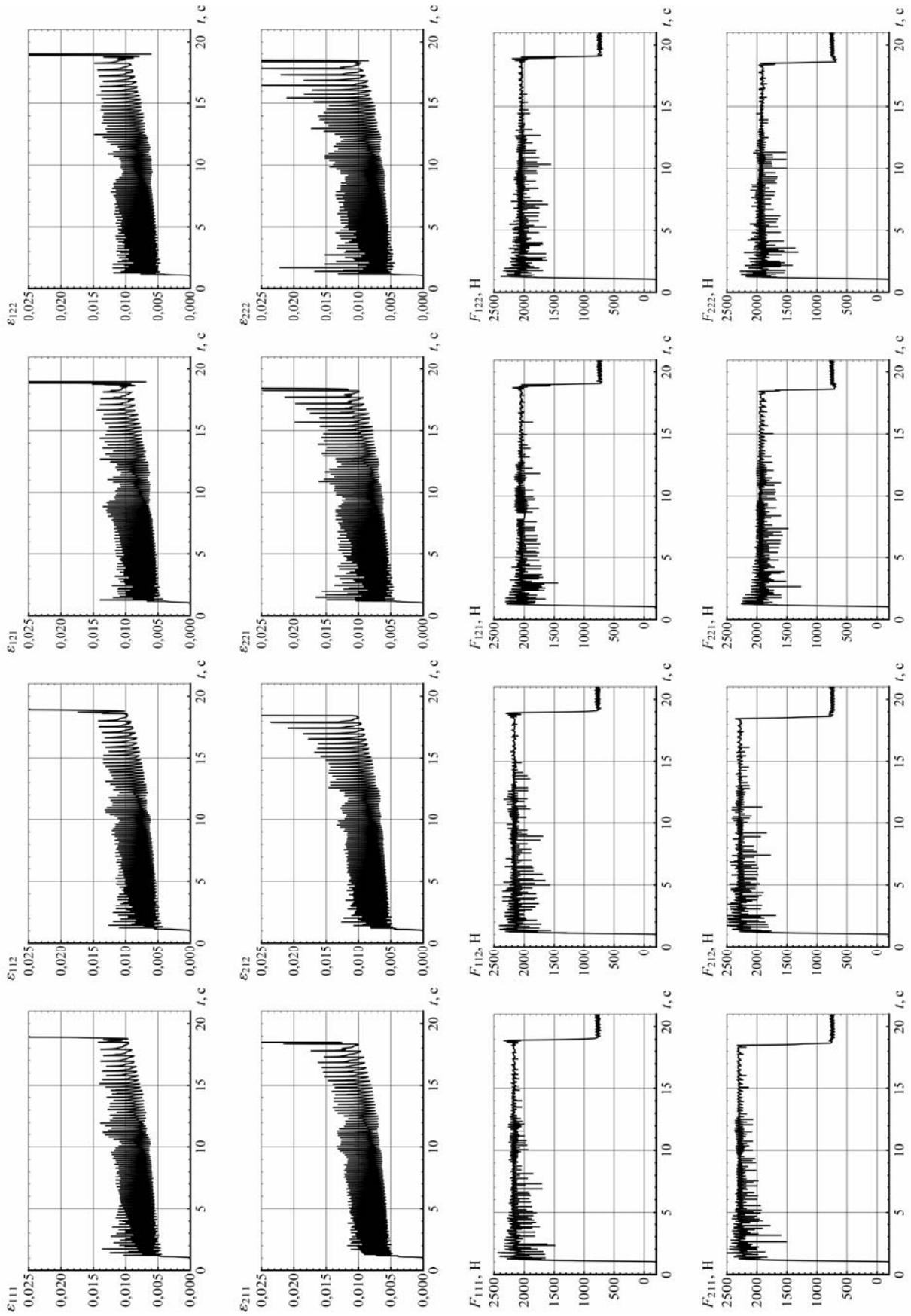


Рис. 3.7. Графики относительных скольжений и тормозных сил колес, имеющих лыски длиной 50 мм

Величина относительных скольжений находится в допустимых пределах (не превышает 1,5 %), поэтому тормозные силы на всех восьми колесах локомотива F_{111} , F_{121} , F_{121} , F_{122} и F_{211} , F_{221} , F_{221} , F_{222} несмотря на незначительные колебания остаются в режиме торможения с качением и не переходят в режим трения скольжения вплоть до срыва сцепления на девятнадцатой секунде.

Таким образом, можно сделать вывод, что длинные синусоидальные неровности существенно влияют на процесс торможения и способны вызвать блокирование колес излишне большим тормозным моментом.

Учет их влияния на расчет тормозных параметров шахтного локомотива необходим при проектировании и эксплуатации тяжелых шарнирно-сочлененных локомотивов. Такая неровность высотой 1 мм требует снижения прикладываемого тормозного момента на 2 %. Однако это увеличивает действительный тормозной путь и время торможения.

Влияние лысок (протяжек) на колесах локомотива, движущегося в тормозном режиме, не оказывает существенного отрицательного влияния на тормозные силы, реализуемые в точке контакта колеса и рельса. Но большие динамические нагрузки на элементы ходовой части локомотива увеличивают вероятность преждевременного выхода из строя колесных пар, зубчатых колес и валов трансмиссии.

3.3. Влияние локальных неровностей пути при торможении устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе

Имеющиеся на реальном шахтном рельсовом пути локальные единичные неровности [111] (ступени и проседания концов рельсов на стыках, локальные прогибы рельсовых нитей), обусловленные не только низкой точностью укладки шахтной рельсовой колеи, но и периодической подвижностью (вспучиваниями) подошвы горных выработок, способны вызвать срыв сцепления колеса и рельса.

Особенно важно это при использовании тяжелых шарнирно-сочлененных локомотивов, имеющих значительные возможности по тяге, однако не способных обеспечить гарантированную остановку состава груженых вагонеток, движущихся вниз по спуску на руководящем уклоне. Исследования проводились на динамической модели [114, 123] торможения локомотива Э10 с составом груженых вагонеток на идеально ровном рельсовом пути с продольным уклоном и с локальными единичными неровностями (см. рис. 2.3). Динамическая модель позволяет учитывать влияние коротких (локальных) неровностей рельсового пути на параметры движения локомотива в режиме торможения устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе.

Численное решение системы дифференциальных уравнений второго порядка (2.7) выполнялось в программе Wolfram Mathematica 7, при этом находили минимальный тормозной путь, на котором остановится поезд в случае приложения максимально возможного тормозного момента в движении по идеально ровному пути и пути с единичными короткими неровностями.

Кинетические и динамические параметры процесса торможения осевыми дисковыми тормозами движущегося со скоростью 2,5 м/с электровоза Э10 с се-

мью груженными вагонетками типа ВГ3,3 по пути без неровностей с уклоном в 30 ‰ приведены на рис. 2.27.

Влияние единичных (локальных) неровностей на процесс торможения [114] имеет отличия от воздействия систематических неровностей [115]. Прежде всего, они возникают лишь периодически при движении локомотива по реальному рельсовому пути, а месторасположение их неодинаково для разных участков пути и зависит от истории укладки и обслуживания путевого хозяйства на предприятии. Наезд колеса на единичное препятствие вызывает мгновенный рост нормальной реакции рельса под колесом, но длина ее действия вдоль пути, а соответственно и время, достаточно коротки (ступенеобразная или релейная функция), как это видно на рис. 3.8. Так, например, при въезде колеса с радиусом круга катания 0,265 м на ступеньку рельсового стыка высотой 3 мм длина этого процесса составляет около 40 мм, а высотой 10 мм – 72 мм. С высокой степенью точности длину действия единичной силы можно в среднем принять равной 50 мм, что соответствует ступеньке высотой примерно 5 мм (наиболее распространенной на шахтных рельсовых путях).

Движение состава по ровному рельсовому пути, но имеющему ступеньки на рельсовых стыках обеих рельсовых нитей, рассмотрено для случая, когда расстояние между стыками равно 4,5 м. При этом, стыки на левом рельсе (см. рис. 3.8, *а*) опережают стыки на правом (см. рис. 3.8, *б*) на 0,75 м, а ступени h_L и h_R равны между собой. Высота ступенек на протяжении 30,75 м пути возрастает от 4 до 10 мм с шагом 1 мм, а затем повторяется.

Срыв сцепления при приложении момента в 1 267 Н·м еще не происходил, как это видно на рис. 3.9, хотя ступеньки рельсовых стыков вызывали всплески колебаний относительного скольжения и тормозной силы на колесах, но по мере снижения скорости их амплитуды уменьшались.

На описанном участке пути смоделированные ступеньки рельсовых стыков провоцировали срыв сцепления колес локомотива, к колесным парам которого прикладывали тормозной момент величиной 1 269 Н·м (на участке без неровностей этот момент есть максимально возможным). Это видно на характеристических графиках параметров движения локомотива, показанных на рис. 3.10 (здесь приняты обозначения, идентичные использованным на рис. 3.3). Наклон кривой скорости тяговой секции (см. рис. 3.10, *ж*) после 4 с движения изменился с торможения на противоположный (разгон). Это связано с переходом от торможения с качением колес к юзу. При этом продольное ускорение поменяло знак (см. рис. 3.10, *е*), а амплитуда его колебаний возросла до $\pm 2 \text{ м/с}^2$. Естественно, что при этом остановка поезда стала невозможной.

На рис. 3.11 приведены графики углов поворота и угловых скоростей двигателей тяговых секций (локомотив Э10 имеет групповой привод колесных пар тяговой секции), а также относительной скорости колес первой и второй секций, производной по времени разности указанных скоростей, которая есть аналогом ускорения переходного процесса блокирования колес излишним тормозным моментом.

При блокировании колес угловые скорости двигателей (см. рис. 3.11, *а*) и колес (см. рис. 3.11, *б*) начали резко снижаться и стали равными нулю, а угловые координаты колес (см. рис. 3.11, *г* и *д*) перестали изменяться, остановившись на последнем достигнутом значении (полная остановка колес).

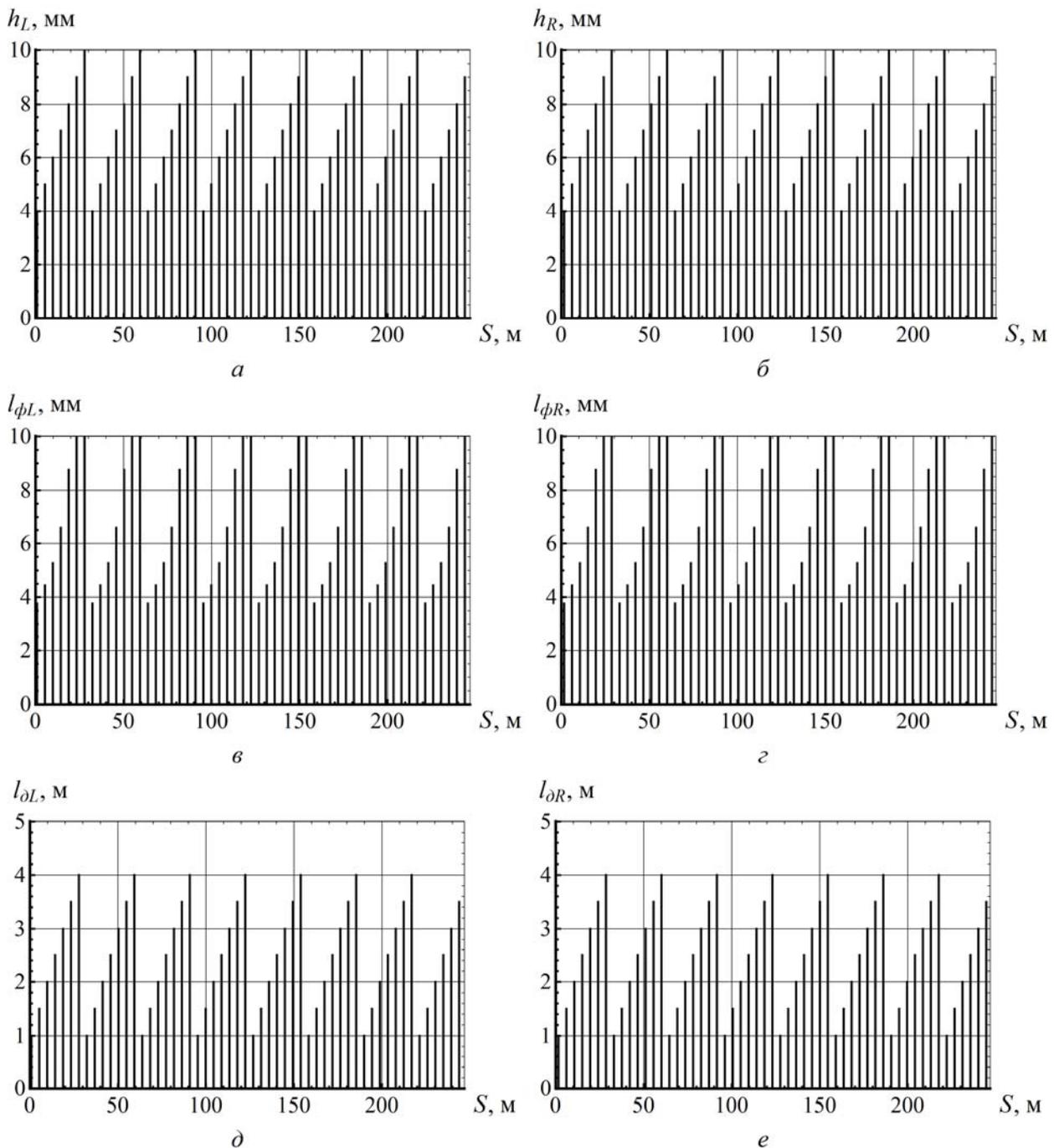


Рис. 3.8. Параметры единичных неровностей пути:

- а* – ступенька рельсового стыка на левом рельсе;
- б* – ступенька рельсового стыка на правом рельсе;
- в* – расстояние между точками касания рельсов с колесом на левом рельсе;
- г* – расстояние между точками касания рельсов с колесом на правом рельсе;
- д* – длина локального проседания на левом рельсе;
- е* – длина локального проседания на правом рельсе

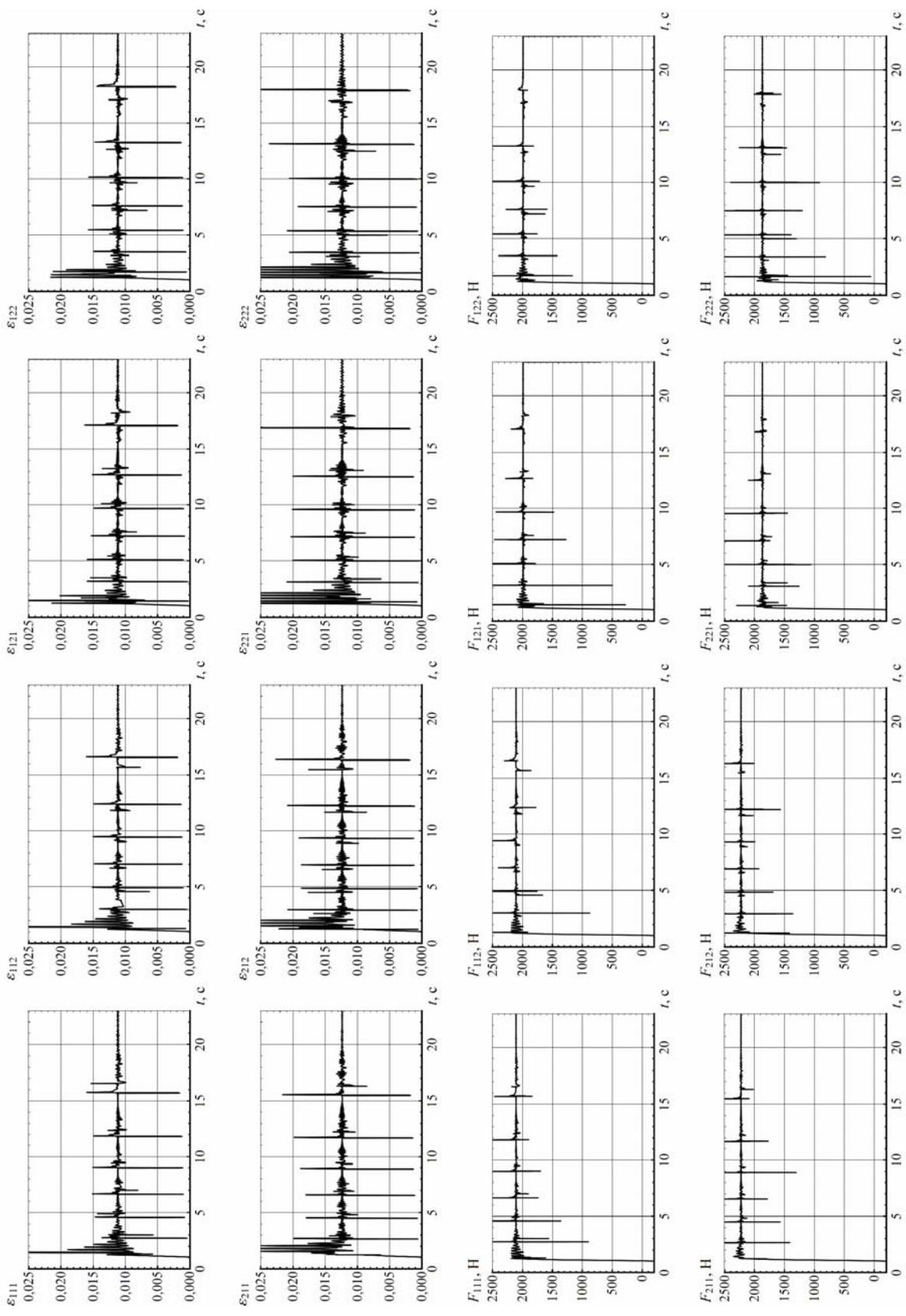


Рис. 3.9. Графики относительных скольжений и тормозных сил на колесах локомотива от времени при движении по ступенькам рельсовых стыков без сцепления

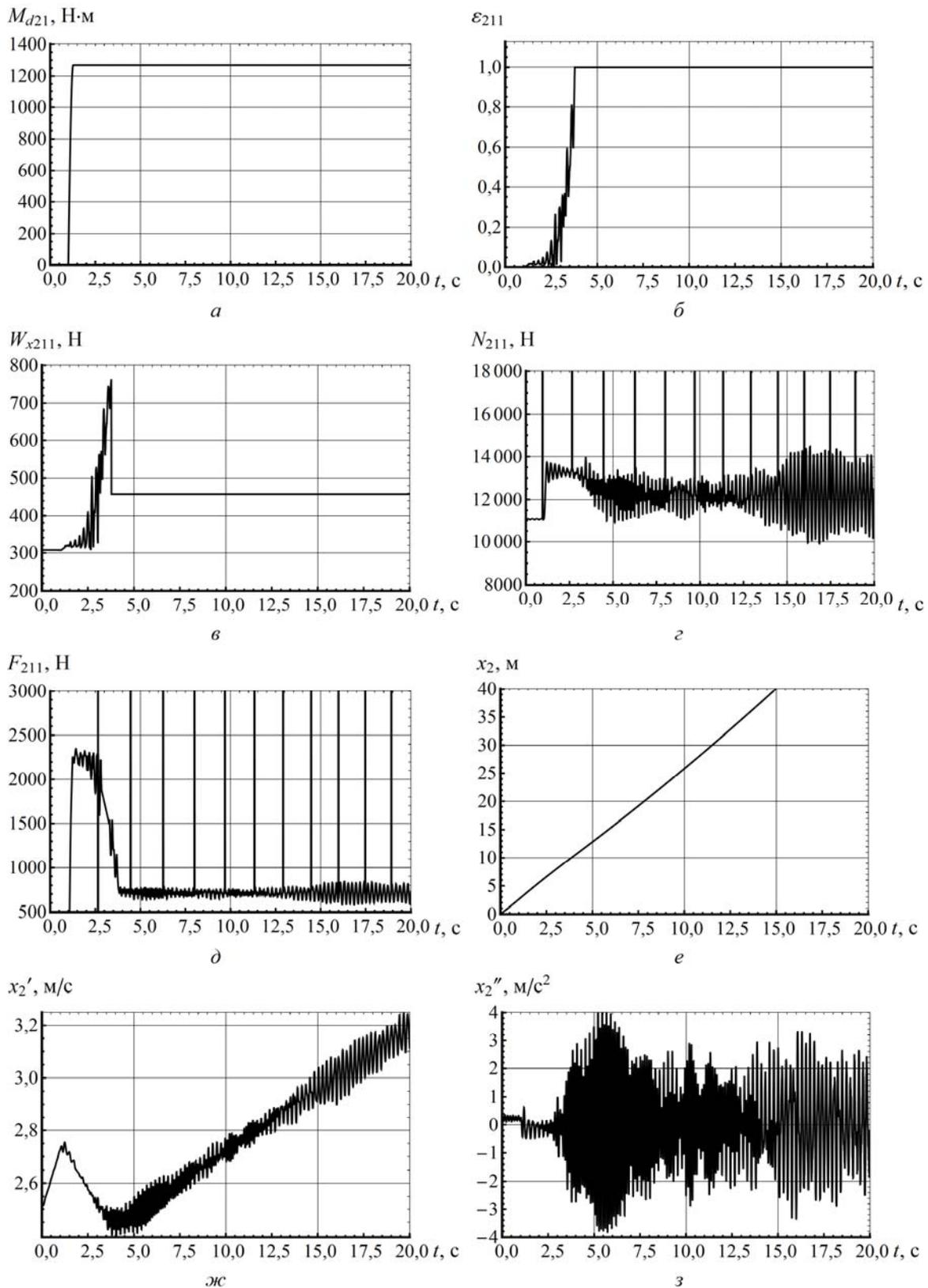


Рис. 3.10. Графики параметров торможения от времени на пути со ступеньками рельсовых стыков при блокировании колес:

- | | |
|---|--|
| <i>a</i> – момент тормозной; | <i>б</i> – скольжение относительное; |
| <i>в</i> – сила сопротивления движению; | <i>г</i> – реакция рельса под колесом; |
| <i>д</i> – тормозная сила на колесе; | <i>е</i> – перемещение тяговой секции; |
| <i>ж</i> – скорость тяговой секции; | <i>з</i> – ускорение тяговой секции |

На графиках признаков перехода в юз (см. рис. 3.11, *в* и *е*) видны характерные всплески и колебания [117]. Их поведение позволяет определить начало срыва сцепления колес на ступеньках рельсовых стыков.

Отсюда можно сделать вывод, что проезд локомотивом ступенек рельсового стыка в режиме торможения устройствами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса и рельса, может вызвать переход процесса торможения в юз, что ухудшает параметры торможения и приводит к образованию лысок на колесах.

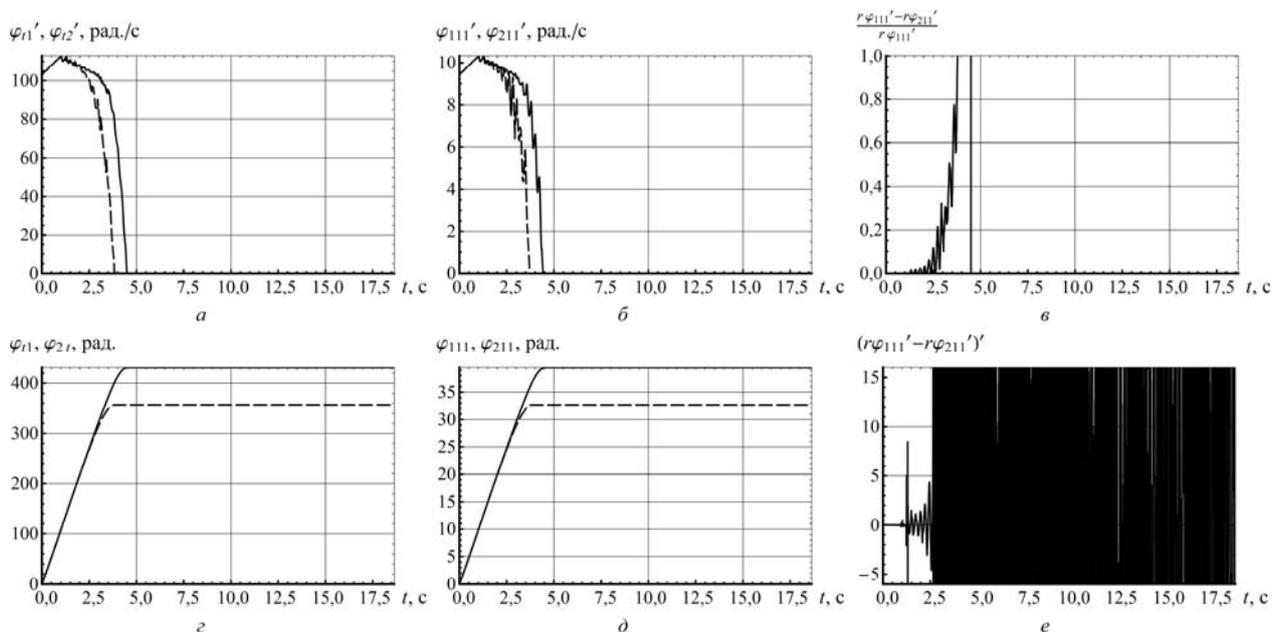


Рис. 3.11. Графики изменения угловых скоростей от времени на пути со ступеньками рельсовых стыков:

- а* – угловые скорости тяговых двигателей секций;
- б* – угловые скорости соответствующих колес тяговых секций;
- в* – относительное расхождение линейных скоростей колес;
- г* – угловые координаты тяговых двигателей;
- д* – угловые координаты соответствующих колес тяговых секций;
- е* – производная по времени разности скоростей колес тяговых секций

Устранить вредное влияние ступенек рельсовых стыков можно снижением прикладываемого тормозного момента. На ослабленных стыках концы рельсов проседают под действием ударных нагрузок от колес транспортных средств [111] и приобретают радиус кривизны в профиле R_{pc} величиной от 10 до 70 м.

При попадании колеса локомотива в такой промежуток оно одновременно контактирует с концами двух соседних рельсов одной рельсовой нити. В этом случае расстояние между точками контакта на колесе составляет от 25,82 до 3,77 мм. Такая неровность рельсового пути мгновенно увеличивает суммарную нормальную реакцию рельсов на колесо. Например, расположенные через 4,5 м стыки с проседанием концов рельсов на длине 30,75 м с указанными выше зна-

чениями для левого $l_{\phi L}$ и правого рельсов $l_{\phi R}$ (см. рис. 3.8, *в* и *з*) со смещением 0,75 м относительно друг друга и повторением этого ряда значений вызывают последствия, схожие с движением по ступенькам рельсовых стыков.

Срыв сцепления наступал при тормозном моменте величиной 1 267 Н·м и больше. На полученных при тормозном моменте в 1 266 Н·м характеристических графиках, приведенных на рис. 3.12 (здесь приняты обозначения, идентичные принятым на рис. 3.3), видно, что расположенные на пути проседания рельсовых стыков вызывали пульсации относительного скольжения (см. рис. 3.12, *б*), нормальных реакций рельсов под колесами (см. рис. 3.12, *з*) и тормозных сил (см. рис. 3.12, *д*). В связи с отсутствием срыва сцепления, блокировки колес не произошло (юза нет). Скорость снижалась равномерно (см. рис. 3.12, *ж*) поскольку среднее значение замедления (см. рис. 3.12, *з*) оставалось постоянным и равным $0,1 \text{ м/с}^2$. Действительное время торможения составило 21,775 с (увеличилось на 0,145 с), тормозной путь – 29,751 м (увеличился на 0,202 м). Поскольку при этом не превышен допустимый тормозной путь, то торможение можно считать успешным.

Из анализа полученных результатов можно сделать вывод, что проезд локомотивом проседания рельсового стыка может вызвать переход процесса торможения в юз, что ухудшает параметры торможения и приводит к образованию лысок на колесах.

Движение шарнирно-сочлененного локомотива в режиме торможения следует рассмотреть и на локальной неровности еще одного вида – локальных прогибах рельсовых нитей [111]. Известно, что они могут образовываться при нарушении периодичности укладки шпал и, как следствие, локальном прогибе одной из нитей рельсовой колеи из-за плохого состояния пути, а также из-за локальной подвижности подошвы горных выработок. Длина таких неровностей составляет от 1 до 3 м или даже 4 м.

Как и в случае со ступеньками и проседаниями концов рельсов на стыках, при въезде на ровный участок пути (после движения по локальному прогибу рельсовой нити) на колесо скачкообразно действует дополнительная часть нормальной реакции рельса. Рассмотрим, например, расположенные через 4,5 м проседания рельсовых нитей на длине 30,75 м длиной от 1 до 4 м для левого $l_{\partial L}$ и правого рельсов $l_{\partial R}$ (см. рис. 3.8, *д* и *е*) со смещением 0,75 м относительно друг друга и повторением этого ряда значений. Такие неровности вызывают последствия, схожие с движением по ступенькам и проседаниям концов рельсов на рельсовых стыках. Движение того же поезда по ровному пути с такими единичными несовершенствами показано на характеристических графиках рис. 3.13 (здесь приняты обозначения, идентичные использованным на рис. 3.3). Как и в двух предыдущих случаях прогибы рельсовых нитей вызывали пульсации относительного скольжения (см. рис. 3.13, *б*), нормальных реакций рельсов под колесами (см. рис. 3.13, *з*) и тормозных сил (см. рис. 3.13, *д*). В связи с отсутствием срыва сцепления, блокировка колес не произошла (юза нет). Скорость снижалась равномерно (см. рис. 3.13, *ж*) поскольку среднее значение замедления (см. рис. 3.13, *з*) оставалось постоянным и равным $0,1 \text{ м/с}^2$.

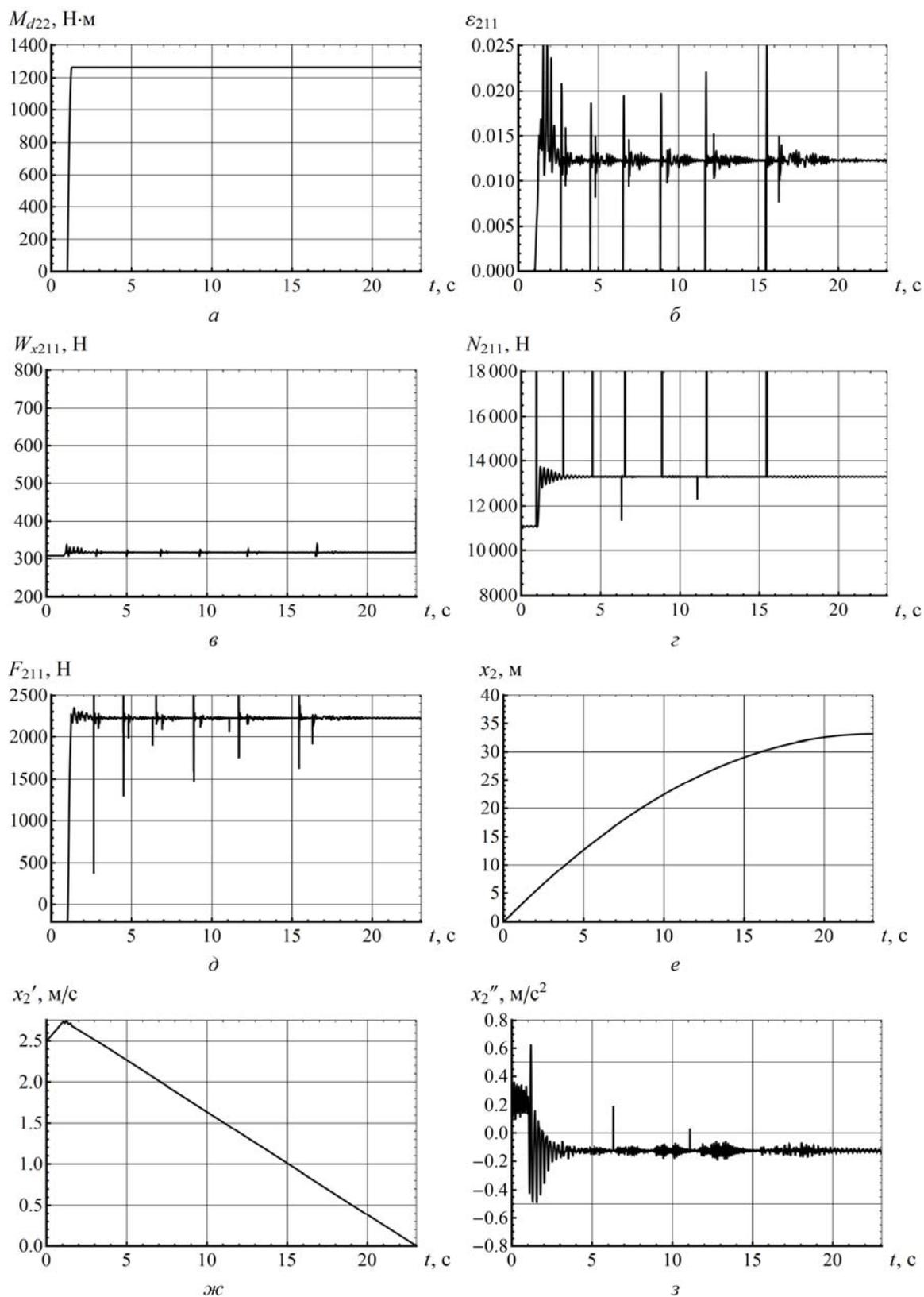


Рис. 3.12. Графики параметров торможения от времени на пути с проседаниями рельсовых стыков без срыва сцепления:

- | | |
|------------------------------------|-----------------------------------|
| a – момент тормозной; | $б$ – скольжение относительное; |
| $в$ – сила сопротивления движению; | $г$ – реакция рельса под колесом; |
| $д$ – тормозная сила на колесе; | $е$ – перемещение тяговой секции; |
| $ж$ – скорость тяговой секции; | $з$ – ускорение тяговой секции |

Действительный тормозной путь хоть и не превысил допустимый, но все же увеличился на 0,068 м (до 29,683 м), а время торможения возросло до 21,729 с (увеличилось на 0,046 с).

Как и в двух предыдущих случаях можно сделать вывод, что проезд локомотивом локального прогиба рельсовой нити может вызвать переход процесса торможения в юз, что ухудшает параметры торможения и приводит к образованию лысок на колесах.

Для устранения отрицательного влияния коротких единичных (локальных) неровностей реального рельсового пути необходимо снижение максимально возможного тормозного момента, прикладываемого к тормозным устройствам локомотива с ограниченным фрикционным моментом на колесе (примерно на 1 %).

3.4. Влияние загрязненности рельсового пути на торможение устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе

Использование на шахтных локомотивах тормозных устройств, реализующих тормозную силу в точке контакта колеса и рельса, в настоящее время ограничено коэффициентом сцепления между колесом и рельсом, существенно зависящим от загрязненности рельсового пути [134]. Угольная пыль, влага и агрессивная воздушная среда не позволяют гарантированно рассчитывать на его высокие значения, поэтому конструкторы и эксплуатационники вынуждены закладывать в расчеты минимальную величину коэффициента сцепления, которая может оказаться действующей во время экстренного торможения состава груженых вагонеток на наибольшем уклоне пути (50 ‰) [48] или хотя бы на руководящем, например, от 30 до 35 ‰.

Наиболее важно это при использовании тяжелых шарнирно-сочлененных локомотивов, имеющих значительные возможности по тяге (особенно с использованием песочниц барабанного типа [122]), однако не способных обеспечить гарантированную остановку состава груженых вагонеток на руководящем уклоне.

Исследования проводились на динамической модели [113, 123] торможения локомотива Э10 с составом груженых вагонеток на идеально ровном рельсовом пути с продольным уклоном и с различной степени загрязненности. Динамическая модель позволяет учитывать влияние коэффициента сцепления колеса и рельса на параметры движения локомотива в режиме торможения устройствами с ограниченным фрикционным моментом на колесе.

Численное решение системы дифференциальных уравнений второго порядка выполнялось в программе Wolfram Mathematica 7, при этом находили минимальный тормозной путь, на котором остановится поезд в случае приложения максимально возможного тормозного момента для движения по идеально ровной колее с различными коэффициентами сцепления колеса и рельса.

Кинетические и динамические параметры процесса торможения осевыми дисковыми тормозами движущегося со скоростью 2,5 м/с электровоза Э10 с семью груженными вагонетками типа ВГ3,3 по пути без неровностей с уклоном в 30 ‰ приведены на рис. 2.27. Они будут базовыми для сравнения.

Влияние коэффициента сцепления на процесс торможения в математической модели определяется заданием его значения для конкретных условий загрязненности рельсового пути. Зависимость коэффициента сцепления конкретного колеса от его продольного скольжения по рельсу приведена на рис. 2.10. Рабочая часть характеристики, когда качение колеса по рельсу находится в зоне упругого скольжения, показана на рис. 2.10, *а*, а качение в зоне срыва сцепления при юзе – на рис. 2.10, *б*. Величина действующего коэффициента сцепления под конкретным колесом в зависимости от полного скольжения может быть описана зависимостью (2.12).

Моделирование движения того же состава по такому же ровному рельсовому пути (как и в первом примере для идеально ровного пути), но с мокрыми чистыми рельсами (коэффициент сцепления 0,13) показало, что приложение тормозного момента величиной 1 269 Н·м мгновенно вызывает срыв сцепления из-за блокирования колес, как это видно на рис. 3.14.

Только снижение тормозного момента до значения 1 265 Н·м возобновит режим торможения без блокирования колес. Но в этом случае картина торможения существенно меняется, – за 4 с торможения относительное скольжение колес возрастает и стабилизируется на значении 40 % (см. рис. 3.14, *б*). Из-за этого до 1 400 Н возросло продольное сопротивление движению колес (см. рис. 3.14, *з*), но до 1 060 Н снизилась тормозная сила (см. рис. 3.14, *д*). Ускорение (замедление) составляло около $0,15 \text{ м/с}^2$, при этом все описанные выше параметры (а также реакции рельса под колесами) колебались с частотой около 4,2 Гц. В результате тормозной путь увеличился, но не превысил разрешенные 40 м.

Еще хуже будет ситуация при движении по рельсам, покрытым угольно-породной грязью с коэффициентом сцепления, равным 0,08.

В этом случае торможение без скольжения вышеописанного состава вообще невозможно, поскольку приведенный коэффициент сцепления поезда будет меньше 0,3. Только при коэффициенте сцепления колес локомотива с рельсами, равном 0,10135, двигаясь вниз по уклону, поезд не начнет ускоряться, а будет спускаться с постоянной скоростью (максимально возможный тормозной момент равен 819 Н·м). Естественно, его остановка при этом невозможна. Для успешного торможения (тормозной путь длиной 40 м) на принятом уклоне в 30 % состав должен включать только три вагона. Напротив, при использовании подсыпки песка коэффициент сцепления составит 0,21 и тормозной момент может быть увеличен до 1 515 Н·м, как это видно на рис. 3.15. При этом действительный тормозной путь уменьшится до 18,873 м, а время торможения составит только 13,877 с.

При повышенном тормозном моменте, (см. рис. 3.15, *а*), который удалось приложить без блокирования колес благодаря высокому значению коэффициента сцепления, среднее действующее значение продольного ускорения (замедления) возросло (до $0,2 \text{ м/с}^2$), что и позволило остановить состав раньше, чем при коэффициенте сцепления, равном 0,17, а тем более – при 0,13). Для определения влияния состояния загрязненности рельсового пути на основные параметры торможения, исследовали движение поезда с тремя груженными вагонетками по уклону 30 % с начальной скоростью 2,5 м/с.

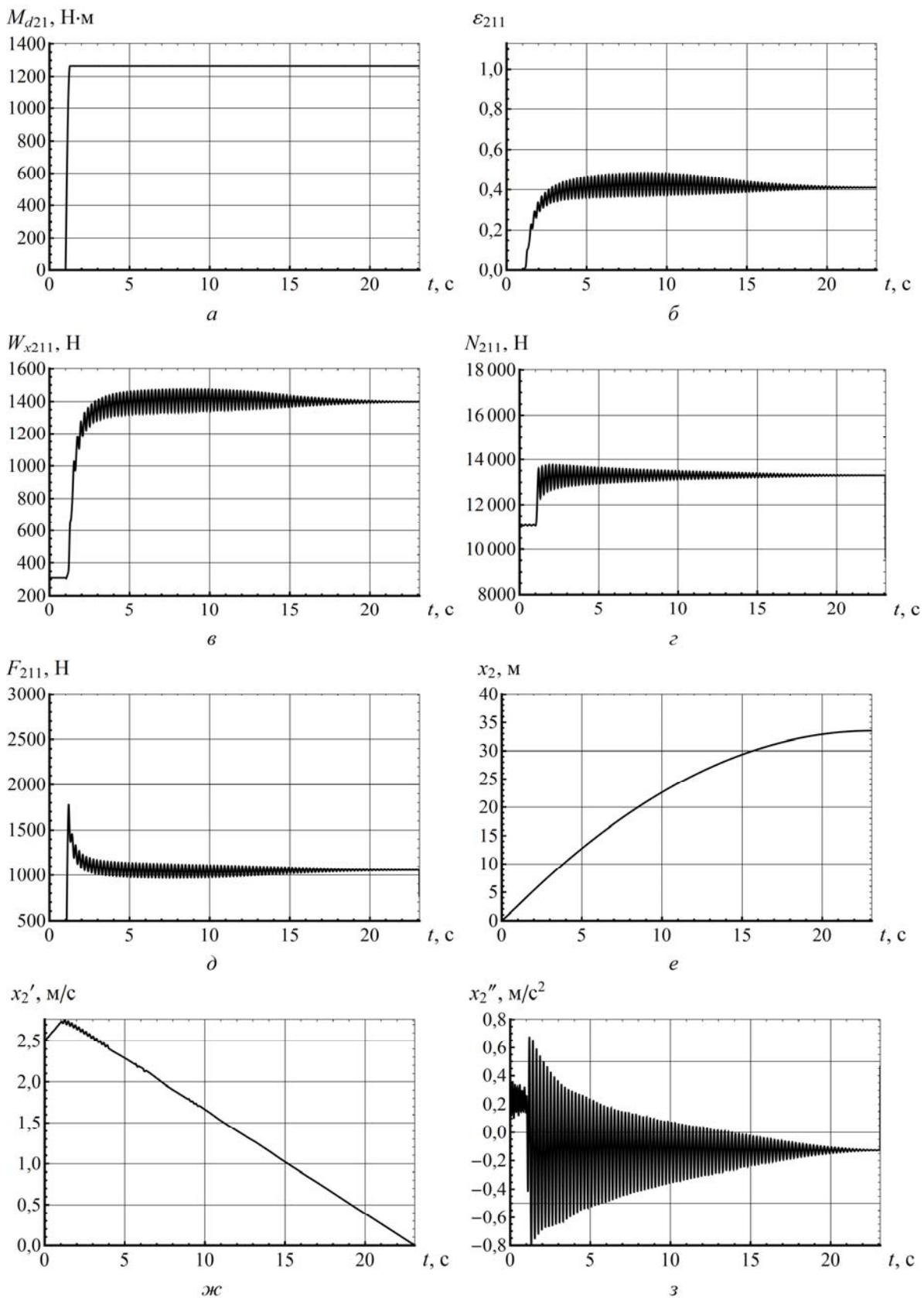


Рис. 3.14. Графики параметров торможения на чистых мокрых рельсах:
a – момент тормозной; *б* – скольжение относительное;
в – сила сопротивления движению; *г* – реакция рельса под колесом;
д – тормозная сила на колесе; *е* – перемещение тяговой секции;
ж – скорость тяговой секции; *з* – ускорение тяговой секции

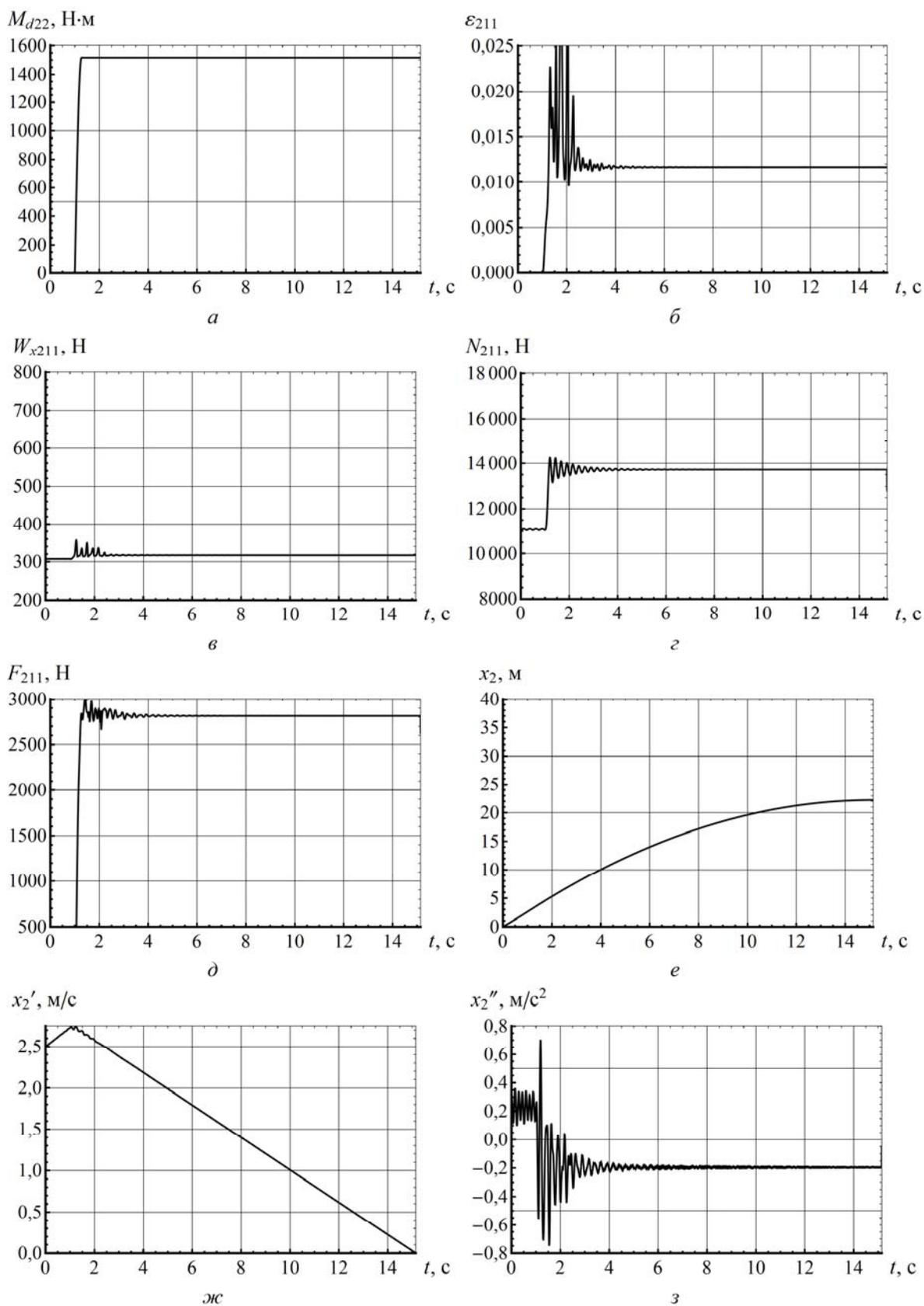


Рис. 3.15. Графики параметров торможения при подсыпке рельсов песком:
a – момент тормозной; *б* – скольжение относительное;
в – сила сопротивления движению; *г* – реакция рельса под колесом;
д – тормозная сила на колесе; *е* – перемещение тяговой секции;
ж – скорость тяговой секции; *з* – ускорение тяговой секции

На рис. 3.16 видно, что на чистых мокрых рельсах (в окрестностях коэффициента сцепления, равного 0,13) наблюдается локальный максимум функций зависимости максимально возможного тормозного момента (не вызывающего блокировку колес), действительного тормозного пути и времени торможения от коэффициента сцепления колес с рельсами. Это вызвано повышенным относительным скольжением колес по рельсам, не вызывающим срыва сцепления. Такое поведение динамической модели хорошо согласуется с экспериментальными данными [110, 134]. Если же сравнить максимальный и минимальный коэффициенты сцепления, то можно заметить, что они отличаются в 2,63 раза, а максимально возможные моменты при этом – только в 2,24 раза.

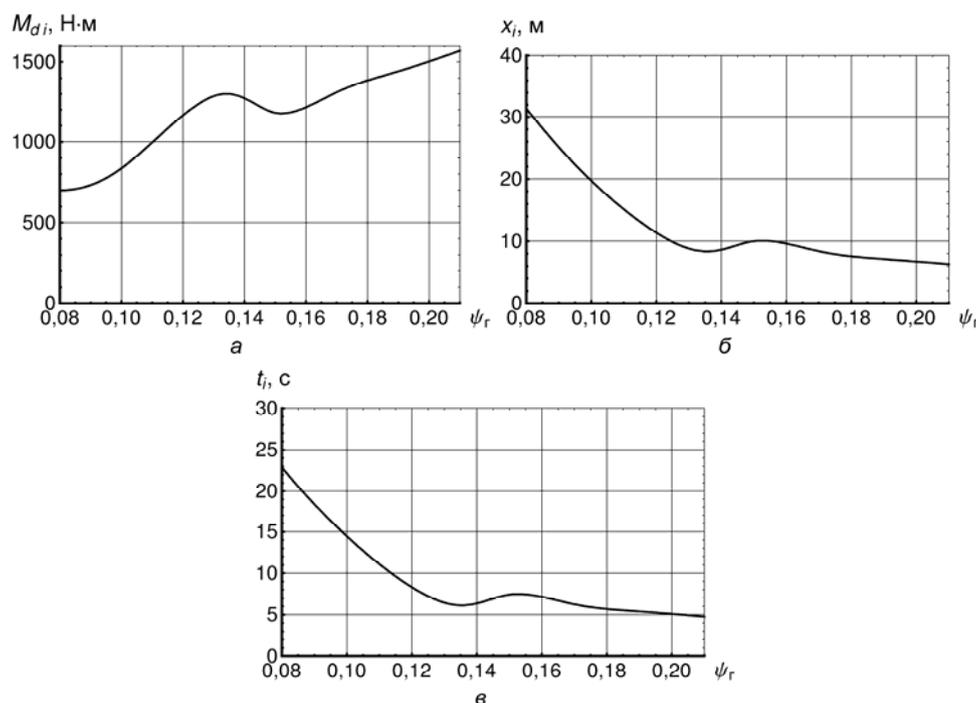


Рис. 3.16. Зависимости тормозного момента, тормозного пути и времени торможения от коэффициента сцепления

Локально загрязненные рельсы не могут рассматриваться как рельсовый путь с однородным коэффициентом сцепления. Периодические загрязнения через 4,5 м, например, угольно-породной грязью сухих чистых рельсов (со смещением загрязнения на левом относительно правого рельса, равным 0,75 м) приводят к необходимости снижения максимально возможного момента в два раза.

То есть, можно сделать следующие выводы. Максимальный и минимальный коэффициенты сцепления, отличаются в 2,63 раза, а максимально возможные моменты при этом – только в 2,40 раза.

На чистых мокрых рельсах (в окрестностях коэффициента сцепления, равного 0,13) наблюдается локальный максимум функций зависимости максимально возможного тормозного момента (не вызывающего блокировку колес), действительного тормозного пути и времени торможения от коэффициента сцепления колес с рельсами. Периодические загрязнения рельсов приводят к необходимости снижения максимально возможного момента до двух раз.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В монографии приведены результаты научно-исследовательской работы, в которой на основании результатов теоретических и экспериментальных исследований определены закономерности длины тормозного пути шахтного поезда при наложении значительных тормозных моментов от величин реальных искривлений и несовершенств шахтного рельсового пути в плане и профиле, а также предложены новые технические решения по совершенствованию тормозной системы шарнирно-сочлененного локомотива. Это обеспечивает уменьшение тормозного пути шахтного поезда, его безопасную остановку и стоянку на продольных уклонах пути величиной до 50 ‰.

Основные научные результаты, выводы и рекомендации.

1. Обзор и анализ современных литературных источников показывает, что специфические условия транспортирования составов груженных вагонеток не позволяют в полной мере использовать предусмотренные техническими характеристиками шахтных локомотивов скорости движения из-за ограниченных возможностей тормозных средств на тяжелых затяжных спусках (до 50 ‰). Исследования по определению зависимости коэффициента сцепления от относительного скольжения колеса по рельсу чаще всего проводились для режима тяги. Не в полной мере учитывались искривления рельсовой колеи в плане и профиле, а также длинные и короткие, систематические и локальные несовершенства пути.

2. Обоснованы и составлены уточненные расчетные схемы торможения шахтного шарнирно-сочлененного локомотива с составом вагонеток колесно-колодочным, осевым и трансмиссионным дисковыми тормозами, динамического торможения двигателем.

3. Разработана и апробирована динамическая модель торможения шахтного шарнирно-сочлененного локомотива с составом вагонеток тормозными устройствами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса с рельсом на реальном рельсовом пути с систематическими и локальными, а также длинными и короткими несовершенствами.

4. Разработана методика тестирования динамической модели торможения шахтного поезда для проверки адекватности ее положением классической механики.

5. Разработана методика учета влияния несовершенств реального шахтного пути на режим торможения локомотива устройствами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса и рельса.

6. Предложено заменять односторонние неголономные связи колес шахтного шарнирно-сочлененного локомотива с рельсами их реакциями, удовлетворяющими условию неизменности траектории движения освобожденной системы (в пространстве и во времени) по принципу Д'Аламбера-Лагранжа. Это позволяет точнее формировать обобщенные силы для случая движения локомотива по реальным участкам шахтного рельсового пути с экспериментально измеренными геометрическими параметрами (продольный и поперечный уклоны, радиусы кривизны в плане и профиле, длинные и короткие неровности).

7. Теоретически и экспериментально доказано, что приложение тормозного момента к тормозным устройствам не должно быть мгновенным. Он должен возрастать по синусоиде в течение времени холостого хода тормоза за счет принудительного дросселирования рабочей жидкости, продолжительность которого должна быть не менее 0,25 с для скорости движения локомотива до 5 м/с. Плавность приложения тормозного момента к тормозным устройствам имеет большее значение, чем быстрота их срабатывания, поскольку позволяет применять больший тормозной момент без срыва сцепления и, как следствие, достигать более быстрой остановки на меньшем тормозном пути.

8. В результате анализа полученных данных можно сделать вывод, что среднее действующее значение тормозной силы на тележке, оборудованной колесно-колодочными тормозами с осевым замыканием тормозного усилия, оказалось на 29 % больше, чем на тележке с традиционными колодочными тормозами (рамным замыканием тормозного усилия). При этом опасность кратковременной блокировки колес практически отсутствует.

9. Следует считать оправданным и необходимым многоуровневое резервирование тормозных систем тяжелых шахтных локомотивов, которые работают на уклонах пути до 50 ‰. Такие локомотивы должны иметь и дисковые трансмиссионные тормоза, как более эффективные, и дисковые осевые – как более безопасные. Колесно-колодочный тормоз должен реализовывать примерно четверть тормозной силы локомотива для гарантированной зачистки дорожек катания его колес.

10. Резкий рост относительно скольжения колес по рельсам с 1,5 до 50 % за 1 с есть признаком начинающегося юза при торможении системами, реализующими тормозную силу в точке контакта колес с рельсами, и может быть использован для выявления момента времени блокирования колес тормозными устройствами.

11. При определенных скорости движения, параметрах ступеньки и проседания рельсового стыка или локального прогиба рельсовой нити, торможение локомотива устройствами, реализующими тормозную силу в точке контакта колеса и рельса, может вызвать переход в юз, что ухудшает параметры торможения и приводит к образованию лысок на колесах.

12. Шахтные испытания экспериментального образца шарнирно-сочлененного локомотива Э10, оборудованного колесно-колодочными, дисковыми осевыми и трансмиссионными тормозами, разработанного в ГВУЗ «НГУ» и изготовленного ПО «Лугансктепловоз», показали, что при прочих равных условиях его тормозной путь на 50 % короче, чем тормозной путь локомотивов АРВ10ГЭ или К10, оборудованных только колесно-колодочным тормозом. Ожидаемый годовой экономический эффект от использования одного модернизированного электровоза Э10 в условиях шахты «Самарская» ДТЭК «Павлоградуголь» в ценах 2010 г. составляет 86 000 грн.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. А. с. 1504138 СССР, МКИЗ В 61/00. Тормоз рельсового транспортного средства / В. В. Процив, В. В. Мишин, А. И. Лебедев, В. А. Салов, В. А. Зябрев (СССР). ; Оpubл. 30.08.89. Бюл. № 32 // Открытия. Изобретения. – 1989. – № 32.
2. А. с. 1606356 СССР, МКИЗ В 39/00. Устройство для подачи песка к колесам транспортного средства / В. В. Процив, В. В. Мишин, А. И. Лебедев, В. А. Салов (СССР). ; Оpubл. 15.11.90. Бюл. № 42 // Открытия. Изобретения. – 1990. – № 42.
3. Александров А. И. Численное решение пространственных контактных задач теории упругости с проскальзыванием и сцеплением / А. И. Александров // Колебание и прочность механических систем : сб. научн. тр. – К.: Наук. думка, 1986. – С. 109-114.
4. Александров М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин / М. П. Александров. – М.: Машиностроение, 1976. – 383 с.
5. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении / М. П. Александров. – М.: Машиностроение, 1965. – 676 с.
6. Андреев А. В. Передача трением / А. В. Андреев. – М.: Машиностроение, 1978. – 176 с.
7. Антонюк Е. Я. Динамика механизмов переменной структуры / Е. Я. Антонюк. – К.: Наук. думка, 1988. – 184 с.
8. Бабичков А. М. Тяга поездов / А. М. Бабичков, В. Ф. Егорченко. – М.: Трансжелдориздат, 1955. – 356 с.
9. Бабичков А. М. Тяга поездов и тяговые расчеты / А. М. Бабичков, П. А. Гусарский, А. П. Новиков. – М.: Транспорт, 1971. – 280 с.
10. Белобров В. И. Тормозные системы шахтных подъемных машин / В. И. Белобров, В. Ф. Абрамовский, В. И. Самуся. – К.: Наук. думка, 1990. – 176 с.
11. Бирюков В. В. Тормоза с автоматическими устройствами, компенсирующими износ обкладок колодок или дисков / В. В. Бирюков. // НИИИнформтяжмаш. Подъемно-транспортное оборудование. – 1965. – № 6. – С. 44-51.
12. Бирюков И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.
13. Блехман И. И. Что может вибрация? : О «вибрационной механике» и вибрационной технике. – М.: Наука, 1988. – 208 с.
14. Блохин С. Е. К вопросу об исследовании вертикальных и горизонтальных колебаний тягового агрегата / С. Е. Блохин, И. В. Данович, Ю. Н. Корсаков // Динамика, прочность и надежность транспортных машин : сб. науч. тр. – Брянск: –1986. – С. 137-141.
15. Блохин С. Е. Улучшение динамических качеств тяговых агрегатов при движении в кривых участках малых радиусов / С. Е. Блохин, И. В. Данович. // Горный журнал : Известия вузов. – 1988. – № 4. – С. 46-53.

16. Братченко Б. Ф. Угольная промышленность США / Б. Ф. Братченко, В. Н. Хорин. – М.: Недра, 1971. – 312 с.
17. Бургвинкель П. Возможности повышения тягового усилия шахтных локомотивов / П. Бургвинкель, В. Шеперс. // Глюкауф. – 1987. – № 6. – С. 20–24.
18. Вейц В. Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / В. Л. Вейц, М. З. Козловский, А. Е. Кочура. – М.: Наука, 1984. – 352 с.
19. Вербек Г. Современное представление о сцеплении и его использовании / Г. Вербек. // Железные дороги мира. 1974. № 4. С. 23-53.
20. Вериго М. Ф. Динамика вагонов. Конспект лекций / М. Ф. Вериго. – М.: ВЗИИТ, 1971. – 176 с.
21. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. ; под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
22. Волотковский С. А. Рудничная электровозная тяга / С. А. Волотковский. – М.: Недра, 1981. – 392 с.
23. Гавриленко Б. А. Гидравлические тормоза. / Б. А. Гавриленко, В. А. Минин, А. С. Оловников. – М.: Машгиз, 1961. – 244 с.
24. Гарг В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дукипатти : пер. с англ. ; под ред. Н.А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
25. Говоруха В. В. Метод расчета элементов шахтного рельсового пути с учетом переменных характеристик поперечных сечений и свойств упругости основания / В. В. Говоруха. // Машины для предприятий горной промышленности. : сб. науч.тр. – Киев: Наук.думка, 1986. – С. 59-69.
26. Дерюгин О. В. Динамическая модель шахтного локомотива с упруго-вязкими продольными связями в ходовой части / О. В. Дерюгин. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1998. – № 3. – С. 92–93.
27. Дерюгин О. В. Обоснование рациональных параметров упруго-диссипативных связей системы подвешивания шахтного локомотива : дис... канд. техн. на наук : спец. 05.05.06 «Горные машины» / О. В. Дерюгин. – Д., 2000. – 173 с.
28. Дерюгин О. В. Определение динамических характеристик ходовой части шахтного локомотива с упругим буксовым узлом в переходных режимах / О. В. Дерюгин, К. А. Зиборов, А. А. Сердюк. // Гірничя електромеханіка та автоматика : Наук.- техн. зб. – Д.: НГУ, 2002. – Вип. 68. – С. 100-104.
29. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
30. Залесский А. И. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / А. И. Залесский. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с.
31. Замрий А. А. Учебное пособие. Проектирование и расчет методом конечных элементов в среде АРМ Structure3D / А. А. Замрий. М. 2010; Изд-во АПМ. – 376 с.
32. Зиборов К. А. Формирование кинематических и динамических характеристик звеньев ходовой части и выбор параметров составных упругих колес шахтного локомотива : дис... канд. техн. наук : спец. 05.15.16., 05.02.09 / К. А. Зиборов. – Д., 1996. – 149 с.

33. Зиборов К. А. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива при кинематических и силовых несовершенствах / К. А. Зиборов, А. А. Сердюк, О. В. Дерюгин. // Вибрации в технике и технологиях. – 2000. – № 4(16). – С. 60-63.
34. Износостойкий материал для ходовых частей колес породопогрузочных машин / [В. И. Ярошенко, С. Н. Умановская, Г. К. Ванжа, П. М. Шилов] // Влияние среды на взаимодействия твердых тел при качении: Тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. конф. – М.: Транспорт, 1981. – С. 223-224.
35. Иноземцев В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава / В. Г. Иноземцев. – М.: Транспорт, 1979. – 424 с.
36. Исаев И. П. К проблеме сцепления колес локомотива с рельсами / И. П. Исаев. : тр. МИИТ. – М.: Транспорт, 1973. – Вып. 445. – С. 3-12.
37. Исаев И. П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами / И. П. Исаев, Ю. М. Лужнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.
38. Исаев И. П. Случайные факторы и коэффициент сцепления / И. П. Исаев. – М.: Транспорт, 1970. – 184 с.
39. Ишлинский А. Ю. О проскальзывании в области контакта при трении качения // Изв. АН СССР. ОТН. – 1956. – № 6. – С. 3-15.
40. Казаринов В. М. Автотормоза / В. М. Казаринов. – М.: Транспорт, 1974. – 240 с.
41. Казаринов В. М. Расчет и исследование автотормозов / В. М. Казаринов, Б. Л. Карвацкий. – М.: Трансжелдориздат, 1947. – 320 с.
42. Калинин А. И. Применение фосфористого чугуна для тормозных колодок локомотивов / А. И. Калинин. // Труды ВНИТИ. – Коломна. – 1960. – Вып. 4. – С. 3-12.
43. Калихович В. Н. Тяговые приводы локомотивов. Устройство, обслуживание, ремонт / В. Н. Калихович. – М.: Транспорт, 1983. – 111 с.
44. Карвацкий Б. Л. Общая теория автотормозов / Б. Л. Карвацкий. – М.: Трансжелдориздат, 1947. – 300 с.
45. Карпышев Н. С. Тормозные устройства шахтных подъемных машин / Н. С. Карпышев. – М.: Недра, 1968. – 246 с.
46. Кашеев Н. Т. Заклинивание колесных пар и меры его предупреждения / Н. Т. Кашеев, М. А. Спицын. – М.: Транспорт, 1964. – 176 с.
47. Колб А. А. Динамическая модель процесса сцепления колеса с рельсом электровозов с асинхронными тяговыми двигателями / А. А. Колб, В. А. Нецветаев. // Горная электромеханика и автоматика : респ. межвуз. научн.-техн. сб. – К.: Техника, 1986. – Вып. 48. – С. 83–86.
48. Коптовец А. Н. Исследование тормозной эффективности шахтных поездов / А. Н. Коптовец, С. Ф. Шибалов, А. В. Новицкий. // Гірничя електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб. – 2004. – Вып. 203. – С. 56-61.
49. Коптовец А. Н. Обоснование рабочих, эксплуатационных характеристик и совершенствование колодочно-колесного тормоза рудничных локомотивов: Дис... канд. техн. наук : спец. 05.05.06 «Горные машины» / А. Н. Коптовец. – Д., 1983. – 249 с.

50. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
51. Крагельский И. В. Трение и износ / И. В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1969. – 480 с.
52. Крылов В. И. Автоматические тормоза подвижного состава / В. И. Крылов, В. В. Крылов. – М.: Транспорт, 1972 – 320 с.
53. Кудрявцев Н. Н. Влияние коротких неровностей колес и рельсов на динамические силы и ускорение ходовых частей вагонов / Н. Н. Кудрявцев, В. Н. Белоусов, В. М. Сасковец. : тр. ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1981. – Вып. 610. – С. 4-23.
54. Кузнецов Б. А. Экспериментальное исследование процесса взаимодействия колеса с рельсом / Б. А. Кузнецов, А. С. Подопригора, А. К. Быля, Ф. Е. Кадигроб. // Вопросы рудничного транспорта ; под общ. ред. Н. С. Полякова. – М.: Госгортехиздат, 1960. – Вып. 4. – С. 244-269.
55. Кузнецов В. Д. Наросты при трении и резании / В. Д. Кузнецов. – М.: Госгортехиздат, 1956. – 412 с.
56. Лазарян В. А. Устойчивость движения и вынужденные колебания нелинейной механической системы / В. А. Лазарян, Ю. В. Демин, О. М. Ратникова. // Проблемы нелинейных колебаний механических систем. – Киев: Наук. Думка. С. 58 – 65.
57. Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – К.: Наук. думка, 1972. – 200 с.
58. Левитский Н. И. Теория машин и механизмов / Н. И. Левитский. : учебн. пособие для вузов. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
59. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1987. – 840 с.
60. Лужнов Ю. М. Загрязнение поверхностей рельсов и колес подвижного состава / Ю. М. Лужнов, Н. В. Русакова, Р. Г. Черепашенец. // Вестник ВНИИЖТ. 1972. № 4. С. 38-40.
61. Лужнов Ю. М. Физикохимия сцепления / Ю. М. Лужнов. : тр. III конгресса Евротриб – 81. – Варшава, 1981. – Вып. I. – С. 315-325.
62. Лужнов Ю. М. Физические принципы классификации увлажнения поверхностей трения колес и рельсов / Ю. М. Лужнов. : тр. МИИТ. – М.: Транспорт, 1973. – Вып. 445. – С. 84-91.
63. Медель В. Б. Взаимодействие электровоза и пути / В. Б. Медель. – М.: Транспорт, 1956. – 335 с.
64. Меншутин Н. Н. Исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях / Н. Н. Меншутин. – М.: Трансжелдориздат, 1960. – 132 с.
65. Михин Н. М. Внешнее трение твердых тел / Н. М. Михин. – М.: Наука, 1977. – 219 с.
66. Мишин В. В. Математическая модель шахтного секционного локомотива в кривой / В. В. Мишин, О. Б. Зайцева. // Изв. вузов. Горный журнал. – 1992. – № 4. – С. 71-74.

67. Мишин В. В. О колебаниях звеньев привода шахтного локомотива с демпфирующими элементами / В. В. Мишин, К. А. Зиборов, А. А. Сердюк. // Горный журнал: Известия вузов. – 1993. – № 8. – С. 91-94.
68. Мишин В. В. О характеристиках переходного режима движения шахтного локомотива с упругими звеньями привода и ходовой части / В. В. Мишин, А. Л. Жупиев, Э. М. Шляхов. // Известия вузов. Горный журнал. – 1994. – № 1. – С. 85-59.
69. Мишин В. В. О влиянии несовершенства пути и звеньев привода шахтного локомотива на его характеристики / В. В. Мишин, А. Л. Жупиев. // Изв. вузов. Горный журнал. – 1994. – № 12. – С. 85-89.
70. Мона А. Г. Выбор рациональных параметров дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском / А. Г. Мона. // Гірничя електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ: НГУ, 2003. – Вип. 71. – С. 75-82.
71. Мона А. Г. Нагрев дискового тормоза шахтного локомотива при торможении / А. Г. Мона. // Тез. допов. міжнар. наук.-метод. конф. «Проблеми галузевого машинобудування та підготовки фахівців вищої кваліфікації». – Дніпропетровськ: НГУ, 2003. – С. 26.
72. Мона А. Г. Обґрунтування та вибір раціональних параметрів дискового гальма шахтного локомотива : автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук : 05.05.06 «Горные машины» / А. Г. Мона. – Д., 2005. – 20 с. – укр.
73. Мона А. Г. Тепловой режим дискового тормоза шахтного локомотива / А. Г. Мона. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2003. – № 4. – С. 99-102.
74. Мур Д. Основы и применение трибоники / Д. Мур. – М.: Мир, 1978. – 487 с.
75. Новиков Е.Е. Определение тяговой способности электровоза с учетом характеристик двигателя / Е. Е. Новиков, Л. А. Франчук. // Транспортные и горные машины. – К.: Наук. думка, 1984. – С. 20-27.
76. Новицкий А. В. Математическая модель шахтного локомотива с поводковой подвеской / А. В. Новицкий. // Науковий вісник НГУ. – 2004. – № 4. – С. 81-82.
77. О величине коэффициента трения при малых скоростях скольжения / [Е. Е. Новиков, В. К. Смирнов, Е. А. Стаховский, Н. А. Бучинский] // Теория и расчет горных машин: Сб. научн. тр. ИГТМ АН УССР. – К.: Наук. думка, 1982. – С. 39-51.
78. Оржевский И. С. Автомобильные дисковые тормоза / И. С. Оржевский. // НИИТАвтопром. – М.: Энергия, 1966. – 52 с.
79. Осипов С. И. Основы локомотивной тяги / С. И. Осипов, К. А. Миронов, В. И. Ревич. – М.: Транспорт, 1972. – 336 с.
80. Основы построения и технические решения семейства секционных шахтных локомотивов / [Мишин В. В., Лебедев А. И., Процив В. В. и др.]. // Известия Дн-ского горного института, М.:Недра, 1990. – С. 187-195

81. Павленко А. П. Динамические процессы в опорно-рамном приводе грузовых локомотивов при боксовании / А. П. Павленко. // Вестник ВНИИЖТ, 1984. – № 8. – С. 27-31.
82. Павленко А. П. Особенности фрикционных автоколебаний в мономоторном тяговом приводе локомотивов / А. П. Павленко, В. Б. Голубев. // Вестник ВНИИЖТ. – 1977. – № 5. – С. 18-22.
83. Паскаль Ж. П. Дисковые тормоза для приводных двигателей в металлургии / Ж. П. Паскаль. // Черные металлы. – 1972. – №2. – С. 18-22.
84. Патент № 65932 А Україна, МПК 7 F16D55/00, F16D55/02. Гальмо дискове / Сердюк А.О., Моня А.Г., Нагорна В.Г. (Україна). ; Заявл. 03.07.03; Опубл. 15.04.04, Бюл. № 4. – 6 с.
85. Патент на корисну модель № 54285 Україна, B61F 5/38. Шахтний локомотив / К. А. Зіборов, В. В. Проців, В. В. Литвин, С. О. Федоряченко (Україна). ; Опубл. 10.11.2010, Бюл. № 21 // Промислова власність. – 2010. – № 21.
86. Подольский С. Е. Разработка новой технологии термического упрочнения цельнокатаных железнодорожных колес повышенной надежности : дис... канд. техн. наук : спец. 05.22.12 / С. Е. Подольский. – Д., 1989. – 175 с.
87. Поляков Н. С. Динамика шахтного рельсового транспорта / Н. С. Поляков, Е. Е. Новиков. – К.: Наук. думка, 1973. – 200 с.
88. Поляков Н. С. Динамика шахтного рельсового транспорта / Н. С. Поляков, Е. Е. Новиков. – К.: Наук. думка, 1973. – 199 с.
89. Поляков Н. С. Допуски по уширению колеи в прямых участках шахтного рельсового пути / Н. С. Поляков, В. В. Говоруха, Е. Е. Новиков. // Уголь, 1969, № 10, С. 54-55.
90. Поляков Н. С. Нормативные данные для выполнения тяговых расчетов по рудничной электрической тяге и проектирование шахтного подвижного состава / Н. С. Поляков, А. А. Ренгевич, Б. А. Кузнецов. // Вопросы рудничного транспорта ; под общ. ред. Н.С. Полякова. – М.: Госгортехиздат, 1962. – Вып. 6. – С. 163-180.
91. Потенциал и пределы возможностей колодочного тормоза / Н.-R. Ehlers et al. *Glaser's Annalen*, 2002, № 6/7, S. 290 – 300. // ЖДМ-online <Железные дороги мира> 04-2004 – Режим доступа к журн. : <http://www.css-rzd.ru/zdm/04-2004/03075-1.htm>.
92. Потураев В. Н. Резиновые и резино-металлические детали машин / В. Н. Потураев. – М.: Машиностроение, 1966.– 299 с.
93. Правила безпеки у вугільних шахтах / Державний комітет по нагляду за охороною праці. – К.: Наук. думка, 1996. – 207 с.
94. Программный комплекс Универсальный механизм (УМ) / Лаборатория вычислительной механики Брянского государственного технического университета. [Электронный ресурс] –2010. – Режим доступа к ресурсу : <http://www.umlabor.ru>.
95. Проців В. В. Анализ конструктивных решений, улучшающих вписывание локомотива в криволинейные участки рельсовых путей / В. В. Проців. – Деп. в УкрНИИНТИ, № 1359–Ук91.–1991.– С. 12.

96. Процив В. В. Влияние потерь энергии при взаимодействии колеса и рельса на КПД электровоза / В. В. Процив. // Горн. электромеханика и автоматика: респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1988. – Вып. 53. – С. 64-70.

97. Процив В. В. Инерционные, жесткостные и диссипативные характеристики шахтного рельсового пути / В. В. Процив. // Изв. вузов. Горный журнал. 1991. – № 6. – С. 80-82.

98. Процив В. В. О скольжении колесных пар локомотива на кривых / В. В. Процив. // Изв. вузов. Горный журнал. 1990. – № 9. – С. 77-81.

99. Процив В. В. О скольжении колесных пар шахтного локомотива в кривой переменного радиуса / В. В. Процив. // Вычислительный эксперимент и его применение в исследованиях при разработке высокопроизводительных и экологически чистых технологий добычи угля: Тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. конф. 6-8 декабря 1989. – М., 1989. – С. 42-43.

100. Процив В. В. О сопротивлении движению рудничного локомотива в криволинейных участках пути // Изв. вузов. Горный журнал. 1991. – № 1. – С. 68-71.

101. Процив В. В. Об экспериментальных параметрах взаимодействия колес шахтного локомотива с криволинейными участками рельсового пути / В. В. Процив. // Изв. вузов. Горный журнал. 1990. – № 12. – С. 56-62.

102. Процив В. В. Определение динамических характеристик ходовой части шахтного локомотива с рельсовым тормозом в переходных режимах / В. В. Процив. // Разработка рудных месторождений. – 2004. – Вып. 86. – С. 128-130.

103. Процив В. В. Определение распределения температур в гравитационном рельсовом тормозе шахтного локомотива / В. В. Процив. // Сборник научных трудов национального горного университета. – 2005. – № 21. – С. 151-155.

104. Процив В. В. Определение характеристик поперечной жесткости подвески рычажно-балансирного типа шахтных локомотивов / В. В. Процив. // Изв. вузов. Горный журнал. 1996. – № 7. – С. 86-91.

105. Процив В. В. Оптимизация параметров тормозной системы и ходовой части шахтного локомотива для повышения безопасности движения / В. В. Процив. // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників - 2005», том 3. – Д.; НГУ, 2005. – С. 264-268.

106. Процив В. В. Сравнительный анализ различных типов подвески шахтных локомотивов по критерию реализации максимальной силы тяги на кривой / В. В. Процив. // Изв. вузов. Горный журнал. 1994. – № 2. – С. 73-77.

107. Процив В. В. Устойчивость движения локомотива на закруглениях шахтных рельсовых путей / В. В. Процив. // Изв. вузов. Горный журнал. 1992. – № 7. – С. 64-69.

108. Процив В. В. Прогнозирование силы тяги, реализуемой локомотивом на кривых шахтных рельсовых путей / В. В. Процив. // Изв. вузов. Горный журнал. 1992. – № 12. – С. 68-74.

109. Процив В. В. Реализация силы тяги шахтным локомотивом на кривой и выбор параметров системы подвешивания ходовой части: Дис... канд. техн. наук : спец. 05.05.06 «Горные машины» / В. В. Процив. – Д., 1990. – 204 с.

110. Процив В. В. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения / В. В. Процив, А. Г. Моня. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. Д.: – 2003. – № 2. – С. 95-97.
111. Процив В. В. Визначення сил від локальної недосконалості шахтної колії в матмоделі шарнірно-зчленованого локомотива при гальмуванні / В. В. Процив. : зб. наук. праць – Д.: РВК НГУ, 2009. НГУ, № 32. – С. 94-110.
112. Процив В. В. Визначення сил, що реалізують гальмівні прилади шахтного шарнірно-зчленованого локомотива / В. В. Процив. // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. –2009. – № 4(134), – Частина 1. – С. 47-52.
113. Процив В. В. Вплив забрудненості рейкової колії на гальмування пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі / В. В. Процив. // *Науковий вісник НГУ*. Д.: – 2011. – № 1. – С. 70-74.
114. Процив В. В. Вплив локальних нерівностей колії на гальмування пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі / В. В. Процив. // *Науковий вісник НГУ*. Д.: – 2010. – № 7-8. – С. 73-78.
115. Процив В. В. Гальмування пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі з урахуванням впливу систематичних нерівностей колії / В. В. Процив. // *Науковий вісник НГУ*. Д.: – 2010. – № 11-12. – С. 76-81.
116. Процив В. В. Моделювання гальмування шахтного локомотива гальмівними пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі / В. В. Процив, О. Є. Гончар. // *Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників – 2010»*. – Д.: НГУ, 2010. – С. 39-48.
117. Процив В. В. Ознаки переходу локомотива в юз при гальмуванні пристроями з обмеженим фрикційним моментом на колесі / В. В. Процив. // *Науковий вісник НГУ*. Д.: – 2010. – № 5. – С. 106-112.
118. Процив В. В. Перевірка адекватності динамічної моделі руху шахтного поїзда положенням класичної механіки / В. В. Процив. : зб. наук. праць – Д.: – 2010. РВК НГУ, № 35. т. 1. – С. 82-91.
119. Процив В. В. Порівняльні дослідження дискових осьових та трансмісійних гальм шахтного локомотива / В. В. Процив, А. Г. Моня, О. Є. Гончар. // *Науковий вісник НГУ*. Д.: – 2010. – № 4. – С. 98-100.
120. Процив В. В. Порівняльні дослідження колісно-колодкових гальм різної конструкції на шахтному шарнірно-зчленованому локомотиві / В. В. Процив. // *Науковий вісник НГУ*. Д.: – 2009. – № 2. – С. 75-79.
121. Процив В. В. Формування динамічної моделі шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, що рухається в режимі гальмування / В. В. Процив. // *Науковий вісник НГУ*. Д.: – 2009. – № 4. – С. 76-83.
122. Процив В. В. Визначення сил опору руху та направляючих зусиль шахтного шарнірно-зчленованого локомотива в режимі гальмування / В. В. Процив. // *зб. наук. праць*. – Д.: РВК НГУ, – 2009. № 33, т. 1 – С. 96-102.
123. Процив В.В. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактні колеса та рейки / В. В. Процив, О. Є. Гончар. : зб. наук. праць. – Д.: РВК НГУ, – 2010. – № 34. т. 2 – С. 160-171.

124. Пыжевич Л. М. Выбор формы и размеров тормозных колодок / Л. М. Пыжевич, Л. А. Вуколов. // Стандартизация. – 1956. – № 4. – С. 23-37.
125. Пыжевич Л. М. Железнодорожные чугунные тормозные колодки / Л. М. Пыжевич. // Стандартизация. – 1958. – № 5. – С. 34-42.
126. Пыжевич Л. М. Расчет фрикционных тормозов / Л. М. Пыжевич. – М.: Машиностроение, 1964. – 228 с.
127. Пыжевич Л. М. Экспериментальные исследования процесса износа тормозных колодок вагона / Л. М. Пыжевич. // Труды МИИЖТ. – 1964. – Т. 158, Вып. 109. – С. 16-29.
128. Растарасов Н. И. Выбор схемы дисковых тормозных устройств шахтных подъемных машин / Н. И. Растарасов, В. А. Попов. // Сборник научных трудов ИГМТК им. Федорова. – 1973. – Вып. 32. – С. 67-72.
129. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / [А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, А. Г. Гинзбург, З. В. Игнатьева]. ; отв. ред. И. В. Крагельский. – М.: Наука, 1979. – 268 с.
130. Рего К. Г. Метрологическая обработка результатов технических измерений / К. Г. Рего. : справ. пособие. – К.: Техніка, 1987. – 128 с.
131. Ренгевич А. А. Исследование шахтного подвижного состава для его усовершенствования и уточнения методов расчета / А. А. Ренгевич. // Вопросы рудничного транспорта ; под общ. ред. Н. С. Полякова. – К.: Наук. думка, 1974. – Вып. 13. – С. 232-248.
132. Ренгевич А. А. Исследование эксплуатационных характеристик колесно-кошачьего тормоза рудничных локомотивов / А. А. Ренгевич, А. Н. Коптовец, Э. М. Шляхов. // Шахтный и карьерный транспорт. – М.: Недра, 1978. – Вып. 4. – С. 233-242.
133. Ренгевич А. А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов / А. А. Ренгевич. // Вопросы рудничного транспорта ; под общ. ред. Н. С. Полякова. – М.: Госгортехиздат, 1961. – Вып. 5. – С. 227-246.
134. Ренгевич А. А. Основы теории тяги рудничных поездов / А. А. Ренгевич. – К.: УМК ВО, 1989. – 40 с.
135. Розенфельд В. Е. Теория электрической тяги / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, И. Н. Сидоров. – М.: Транспорт, 1983. – 328 с.
136. Самуся В. И. Динамика шахтных подъемных установок / В. И. Самуся, В. И. Белобродов, В. О. Дзензерский, С. Р. Ильин. – Д.: Вид-во Дніпропетр. ун-ту, 2001. – 384 с.
137. Самуся В. И. Комплекс технических решений по совершенствованию тормозных систем шахтных подъемных машин / В. И. Самуся, Ю. О. Комиссаров. // Тез. докл. научн.-прктич. конф. «Перспективы развития горнорудной, угледобывающей и обогащительной отраслей промышленности», Краматорск, 2001. – С. 45-46.
138. Самуся В. И. Математическое моделирование влияния закона изменения тормозного момента на взаимодействие сосудов с проводниками жесткой армировки в двухконцевой неуравновешенной подъемной установке / В. И. Самуся, И. С. Ильина. // Науковий вісник НГУ. Д.: – 2003. – № 7. – С. 49-53.

139. Сердюк А. А. Влияние промежуточной среды на коэффициент сцепления при качении колеса по рельсу с отрицательным относительным скольжением / А. А. Сердюк, А. Г. Моня. // Тез. допов. міжнар. наук.-метод. конф. «Проблеми галузевого машинобудування та підготовки фахівців вищої кваліфікації». – Д.: НГУ, 2003. – С. 29.
140. Сердюк А. А. Динамика переходных процессов в звеньях привода и ходовой части шахтного локомотива / А. А. Сердюк, О. В. Дерюгин. // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – Д.: НГУ, 1999. – Вип. 4 (63). – С. 153-158.
141. Сердюк А. А. Качение колеса по рельсу с разделяющей их промежуточной средой / А. А. Сердюк. // Науковий вісник НГА України. Д.: – 1999. – № 2. – С. 77-79.
142. Сердюк А. А. Научное обоснование технических решений по повышению ходовых характеристик шахтных локомотивов : дис... д-ра техн. наук : 05.05.06 «Горные машины» / А. А. Сердюк. – Д., 2000. – 350 с.
143. Сердюк А. А. О качении колеса по рельсу с отрицательным относительным скольжением при наличии промежуточной среды / А. А. Сердюк, А. Г. Моня. // Науковий вісник Національного гірничого університету. Д.: – 2003. – № 2. – С. 59-62.
144. Сердюк А. А. Определение бокового скольжения и коэффициента сцепления шахтного локомотива на криволинейных участках рельсового пути с учетом наличия промежуточной среды / А. А. Сердюк, В. В. Литвин, В. В. Процив. // Разработка рудных месторождений. – 2005. – Вып. 88 – С. 253-257.
145. Сердюк А. А. Определение фрикционных характеристик футерованного колеса шахтного локомотива // Горный журнал: Известия вузов. – 1999. – № 7. – С. 56-61.
146. Сердюк А. А. Оптимизация параметров колесно-колодочного тормоза локомотива / А. А. Сердюк, И. А. Таран. // Уголь Украины. – 1997. – № 8. – С. 48-49.
147. Сердюк А. А. Аппроксимация экспериментальных данных характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения / А. А. Сердюк, А. Г. Моня. // Тез. допов. міжнар. наук.-техн. конф. «Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу». – Д.: НГУ, 2004. – С. 81-83.
148. Сердюк А. А. Влияние упруго-диссипативных связей на долговечность ходовой части шахтного локомотива / А. А. Сердюк, О. В. Дерюгин, О. Г. Ходос. // Тез. докл. X междунар. конф. «Проблеми механічески железнодорожного транспорта». – Д.: ДГТУЖТ (ДИИТ). – 2000. – С. 197-198.
149. Сердюк А. А. Разработка математической модели торможения шахтного локомотива дисковым тормозом / А. А. Сердюк, А. Г. Моня. // Гірнична електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб. – Д.: НГУ, 2002. – Вип. 69. – С. 127-132.
150. Сердюк А. А. Температурные и фрикционные характеристики дискового тормоза в условиях повышенного содержания пыли и влаги /

А. А. Сердюк, А. Г. Моня. : сб. научн. тр. НГУ. – Д.: РИК НГУ, 2003. – Т. 2, № 17. – С. 246-250.

151. Сердюк А. А. Торможение шахтного локомотива дисковым тормозом с многосекторным диском / А. А. Сердюк, А. Г. Моня. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) = Mining informational and analytical bulletin (scientific and technical journal). – М.: МГГУ, 2004. – С. 241-246.

152. Силкос Л. К. Влияние повышения веса и скорости поезда на подвижной состав / Л. К. Силкос. – М.: Трансжелдориздат, 1947. – 320 с.

153. Сладковский А. В. Снижение износа колесных пар на магистральном и промышленном транспорте / А. В. Сладковский. – Д.: Полиграфист, 1997. – 108 с.

154. Сорокина О. В. Принцип Даламбера-Лагранжа в механических системах с односторонними связями / О. В. Сорокина, Е. И. Кугушев. (Препринт / ИПМ им. М.В. Келдыша РАН, 2002, № 14).

155. Спицин А. Д. Оптимизация систем шахтного локомотивного транспорта / А. Д. Спицин. – Алма-Ата: Наука КазССР, 1982. – 224 с.

156. Справочник по шахтному транспорту ; под ред. Г. Я. Пейсаховича и И. П. Ремизова, М.: Недра, 1977. – 624 с.

157. Старченко В. Н. Исследование влияния материала тормозных колодок на тепловые процессы в системе «тормозная колодка – колесо» / В. Н. Старченко. // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2009. – № 4(134), – Частина 1. – С. 42-56.

158. Старченко В. М. Наукові основи підвищення ефективності гальмування поліпшенням умов взаємодії коліс з гальмівними колодками і рейками : Дис... д-ра наук: спец. 05.22.07 «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів»/ В. М. Старченко – Д., – 2008. – 350 с.

159. Степанов А. Г. Динамика машин / А. Г. Степанов. – Екатеринбург: УрОРАН, 1999. – 392 с.

160. Таран И. А. Математическая модель движения рудничного локомотива в условиях торможения / И. А. Таран. // Вибрации в технике и технологиях. – 1999. – № 3(12). – С. 47-49.

161. Таран И. А. Обоснование и выбор рациональных параметров колесно-колодочного тормоза шахтных локомотивов с секционной тормозной колодкой : дис... канд. техн. наук : спец. 05.05.06 «Горные машины» / И. А. Таран. – Д., 2000. – 172 с.

162. Таран И. А. Экспериментальное определение параметров взаимодействия секционной тормозной колодки с поверхностью катания колеса / И. А. Таран, А. В. Денищенко, А. Н. Коптовец. // Науковий вісник НГА України. Д.: – 1998. – № 3. – С. 41-43.

163. Типовые решения по безопасной перевозке людей и грузов в выработках с уклоном от 0,005 до 0,050. – Донецк: Дон УГИ, 1973. – 62 с.

164. Транспорт на горных предприятиях / [Б. А. Кузнецов, А. А. Ренгевич, В. Г. Шорин и др.]. – М.: Недра, 1969. – 656 с.

165. Траубе Е. С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин / Е. С. Траубе, И. С. Найденко. – М.: Недра, 1980. – 256 с.
166. Тураев Х. Т. Теория движения систем с качением / Х. Т. Тураев, Н. А. Фуфаев, Р. А. Мусарский. – Ташкент: Фан, 1987. – 158 с.
167. Ушкалов В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – К.: Наук. думка, 1982. – 360 с.
168. Хлебников В. Н. Исследование фрикционного взаимодействия колес с рельсами / В. Н. Хлебников. // Реферативный сборник «Железнодорожный транспорт за рубежом» / ЦНИИ ТЭИ МПС. 1976. № 3. С. 3-23.
169. Чичинадзе А. В. Применение уравнений тепловой динамики для расчета рабочих характеристик тормозов / А. В. Чичинадзе, А. Г. Гинзбург. // Тепловая динамика трения. – М.: Наука, 1970. – С. 7-77.
170. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении / А. В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1968. – 230 с.
171. Чичинадзе А. В. Расчет рабочих характеристик тормозов при повторно-кратковременном режиме работы с помощью системы уравнений тепловой динамики трения / А. В. Чичинадзе, А. Г. Гинзбург, И. П. Корнаули. // Оптимальное использование фрикционных материалов в узлах трения машин. – М.: Наука, 1973. – С. 105-108.
172. Шахтарь П. С. Рудничные локомотивы / П. С. Шахтарь. – М.: Недра, 1982. – 296 с.
173. Шахтный кабельный электровоз / [В. А. Салов, В. Н. Дорожкин, В. В. Процив и др.]. // Пром. трансп. – 1986. – № 6. – С. 7-8.
174. Шеперс В. Повышение тяговой способности рудничных локомотивов при футеровке колеса пластмассой / В. Шеперс. // Глюкауф. – 1987. – № 6. – С. 36-42.
175. Шляхов Э. М. Исследование и разработка усиленной тормозной системы рудничного электровоза : дис... канд. техн. наук : спец. 05.22.12 / Э. М. Шляхов. – Д., 1974. – 142 с.
176. Щедров В. С. Температура на скользящем контакте / В. С. Щедров. // Трение и износ в машинах. – М.: Изд-во АН СССР, 1955. – С. 91-92.
177. Ющенко А. И. Справочник машиниста рудничного локомотива / А. И. Ющенко, В. П. Гудалов. – М.: Недра, 1981. – 200 с.
178. A new concept in locomotives and Mancars // Mining Technology. 1986. Vol. 68, №793. P.358.
179. Balacrishnan A.V. On a new Computing Technique in Optimal Control and its Application to Minimal – Time Flight Profile Optimization – JOTA, 1969, 4, № 1.
180. Barber J.R. Contact problems involving a cooled punch. - J. Elasticity, 1978, 8, P. 409-413.
181. Barber J.R. Distortion of the semi-infinite solid due to transient surface heating. - Internat. J. Mech. Sci., 1972, 14, P. 377.
182. Carter F.W. On the action of action of a locomotive driving wheel.- Proc. Roy.Soc., 1926, A112, P. 151-157.

183. Golubenko A.L., Krettek O. Zur Dynamik angetriebener, gummigefed-
erter Radsätze von Schienenfahrzeugen mit Tatzlagerantrieben. – Gleislanftechnik.
1983, 9. P. 1-11.
184. Halling J. Microslip between a rolling element and its track arising from
geometric conformity. – journal of mechanical engineering science, 1964, v6, № 1,
P.64-73.
185. Jonson K.L. The effect of a tangential force upon the rolling motion of an
elastic sphere upon a plane.-Journal of applied mechanics, 1958, v.25, № 7, P. 339-346.
186. Locomotives for gas atmosphere “Clayton” “Tunnels j Tunneliney” 1981
vol. 13 № 7, P. 45.
187. Mines Locomotives “Hunslet” “Tunnels j Tunneliney” 1985 vol.17 № 3
P. 64.
188. Mines Lokomotives //Cool Age 1985 vol. 90 № 8, P. 110.
189. Mines Lokomotives //Mining Engineer 1983 vol. 142 № 261, P. 637-639.
190. Newcomb T. P., Spurr R. T. Braking of Road Vehicles. – London: Chap-
man and Hall, 1967. – 292 p.
191. Rail Transport in today Mining industry // Mining Technology 1986
vol. 68 № 784, P. 67-74.
192. Safe high speed underground transport // Mining Engineer. 1985.
Vol. 144. № 284, P. 564.
193. Spurgebundenenes Fahrzeug mit lenkbaren Radsätzen/ Bugarcic Helmut,
Thevis Peter. 1986. – P3427723.4. P 85-97.
194. Steady-state and dynamic predictions of the curving performance of
forced-steering rail vehicles. Fortin J.A.C., Anderson R.J. “Vehicle Syst. Dyn.”,
1983.12, № 1-3, p. 127-130. Thompson K.G. Trolley Locomotives the day after //
Mining Technnology. 1986. Vol. 68, № 790, P. 259-265.
195. Thompson KG Trolley Locomotives the day after// Mining Technology
1986. vol. 68, № 790, P. 259-265.

Приложение А

Листинг файла *3DKP.nb*

Clear Output

Quit Kernel

Remove

ПРОСТРАНСТВЕННАЯ (ТРЕХМЕРНАЯ) МОДЕЛЬ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНОГО ПОЕЗДА

■ Определение системы уравнений

© Protsiv Gonchar , 2010 ;

Remove["Global`*"]

SetAttributes[Subscript, HoldFirst];

$M[inj_]$:= ToExpression[StringJoin[Map[ToString, {inj}]]]

$$T_x = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) - \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{M[i,n,j]} \right) (x_i' [t])^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{M[i,n,j]} (x_{M[i,n,j]}' [t])^2 + \sum_{i=1}^2 I_{M[t,i]} \left(\frac{\varphi_{M[t,i]}' [t]}{u_t} \right)^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 I_{M[y,i,n]} (\varphi_{M[i,n]}' [t])^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 I_{M[y,i,n,j]} (\varphi_{M[i,n,j]}' [t])^2 \right) + \frac{1}{2} m_c (x_c' [t])^2;$$

$$T_z = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) - \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{M[i,n,j]} \right) (z_i' [t])^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{M[i,n,j]} (z_{M[i,n,j]}' [t])^2 + \sum_{i=1}^2 I_{M[y,i]} (\varphi_i' [t])^2 + I_{y_k} \partial_t \text{ArcSin} \left[\frac{z_2[t] - z_1[t]}{s_k} \right] + \sum_{i=1}^2 I_{M[x,i]} (\theta_i' [t])^2 + I_{x_k} (\theta_1' [t])^2 + \sum_{i=1}^2 I_{M[z,i]} (\psi_i' [t])^2 + I_{z_k} \partial_t \text{ArcSin} \left[\frac{y_2[t] - y_1[t]}{s_k} \right] + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 I_{M[z,i,n]} (\psi_{M[i,n]}' [t])^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{0z} (z_{M[0,i,n,j]}' [t])^2 \right) + \frac{1}{2} m_c (z_c' [t])^2;$$

$$T_y = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) - \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{M[i,n,j]} \right) (-y_i' [t])^2 + I_{z_k} \frac{(\sum_{i=1}^2 x_i' [t])^2}{4 R_k [t]^2} + \sum_{i=1}^2 I_{M[z,i]} \frac{(x_i' [t])^2}{R_i [t]^2} + I_{z_B} \frac{(x_c' [t])^2}{R_B [t]^2} + I_{y_k} \frac{(\sum_{i=1}^2 x_i' [t])^2}{4 R_{M[p,k]} [t]^2} + \sum_{i=1}^2 I_{M[y,i]} \frac{(x_i' [t])^2}{R_{M[p,i]} [t]^2} + I_{y_B} \frac{(x_c' [t])^2}{R_{M[p,B]} [t]^2} + I_{x_k} \frac{(i_{M[s,1]}' [t])^2}{(r + h_k + h_{cs})^2} + \sum_{i=1}^2 I_{M[x,i]} \frac{(i_{M[s,i]}' [t])^2}{(r + h_{ct})^2} + n_B I_{x_B} \frac{(i_{M[s,B]}' [t])^2}{h_{cB}^2} + \right)$$

$$\begin{aligned}
 & \left(m_k (i_{M[s,1]} [t])^2 + \sum_{i=1}^2 m_i (i_{M[s,i]} [t])^2 + m_c (i_{M[s,\emptyset]} [t])^2 \right) + \\
 & \left. \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{M[i,n]} (Y_{M[i,n]} [t])^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{oy} (Y_{M[o,i,n,j]} [t])^2 \right) + \frac{1}{2} m_c (Y_c [t])^2; \\
 T_{xp} = & \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_g X_{M[g,i,j]} [t]^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 m_m X_{M[m,i,j,m]} [t]^2 \right); \\
 T_{zp} = & \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_g Z_{M[g,i,j]} [t]^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 m_m Z_{M[m,i,j,m]} [t]^2 + \right. \\
 & \left. \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{oz} Z_{M[og,i,j]} [t]^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 m_{oz} Z_{M[om,i,j,m]} [t]^2 \right); \\
 T_{yp} = & \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_g Y_{M[g,i,j]} [t]^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 m_m Y_{M[m,i,j,m]} [t]^2 + \right. \\
 & \left. \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{oy} Y_{M[og,i,j]} [t]^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 m_{oy} Y_{M[om,i,j,m]} [t]^2 \right); \\
 \\
 \Pi_x = & \frac{1}{2} \left(c_x \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (x_i [t] - x_{M[i,n,j]} [t])^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 c_{M[\varphi,i,n]} \left(\varphi_{M[i,n]} [t] - \frac{\varphi_{M[t,i]} [t]}{u_t} \right)^2 + \right. \\
 & \left. \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 c_{M[\varphi,i,n,j]} (\varphi_{M[i,n,j]} [t] - \varphi_{M[i,n]} [t])^2 \right) + \\
 & \sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) g_0 x_i [t] \text{Sin}[\text{ArcTan}[i_{M[p,i]} [t]]] \right) + m_c g_0 x_c [t] \text{Sin}[\text{ArcTan}[i_{p\emptyset} [t]]] + \\
 & \frac{1}{2} c_{cx} (x_2 [t] - x_c [t])^2 + \frac{1}{2} c_k (x_2 [t] - x_1 [t])^2; \\
 \\
 \Pi_z = & \frac{1}{2} \left(c_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{M[i,n,j,0]}}{c_z} - z_i [t] - \right. \right. \\
 & \left. \left. (-1)^n \text{Tan}[\varphi_i [t]] \frac{a_p}{2 u_p} + (-1)^j \text{Tan}[\theta_i [t]] \frac{b_p}{2 u_p} + \left(\frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{M[i,n,j,0]}}{c_z} - \right. \right. \right)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{M[i,n,j],0}}{c_z} \left(\frac{\sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 G_{M[i,n,j],0}}{c_z} - 2 \left(\frac{(a_p)^2 + (b_p)^2}{2} (1 - \cos[\psi_i[t]]) \right) \right. \right. \\
& \quad \left. \left. \cos \left[\frac{1}{2} (-3 + 3j + 3n - 2jn) \pi + (-1)^{j+n} \left(\text{ArcTan} \left[\frac{b_p}{a_p} - \right. \right. \right. \right. \right. \right. \\
& \quad \quad \left. \left. \left. \left. \left. \frac{\psi_i[t]}{2} \right) \right] \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{(a_p)^2 + (b_p)^2}{2} (1 - \cos[\psi_i[t]]) \right)^{\frac{1}{2}} \right)^2 + \\
& \quad \left. c_x \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 z_{M[i,n,j]}[t]^2 + c_{oz} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 z_{M[o,i,n,j]}[t]^2 + \frac{1}{2} c_{cz} (z_2[t] - z_c[t])^2; \right. \\
\Pi_y &= \frac{1}{2} \left(c_y \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-Y_i[t] (*-Y_{M[i,n,j]}[t]*))^2 + c_{oy} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 Y_{M[o,i,n,j]}[t]^2 \right) - \\
& \quad \sum_{i=1}^2 \left(\left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) g_0 Y_i[t] \text{Sin}[\text{ArcTan}[i_{M[s,i]}[t]]] - \right. \\
& \quad \left. \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 m_{M[i,n]} g_0 Y_{M[i,n]}[t] \text{Sin}[\text{ArcTan}[i_{M[s,i,n]}[t]]] + \frac{1}{2} c_{cy} (Y_2[t] - Y_c[t])^2; \right. \\
\Pi_{xp} &= \frac{1}{2} \left(c_{xg} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (x_i[t] - x_{M[g,i,j]}[t])^2 + c_{xm} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 (x_i[t] - x_{M[m,i,j,m]}[t])^2 \right); \\
\Pi_{zp} &= \frac{1}{2} \left(c_{zg} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (z_i[t] - z_{M[g,i,j]}[t])^2 + c_{zm} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 (z_i[t] - z_{M[m,i,j,m]}[t])^2 + \right. \\
& \quad \left. c_{oz} \left(\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 z_{M[og,i,j]}[t]^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 z_{M[om,i,j,m]}[t]^2 \right) \right); \\
\Pi_{yp} &= \frac{1}{2} \left(c_{yg} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (Y_i[t] - Y_{M[g,i,j]}[t])^2 + c_{ym} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 (Y_i[t] - Y_{M[m,i,j,m]}[t])^2 + \right. \\
& \quad \left. c_{oy} \left(\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 Y_{M[og,i,j]}[t]^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 Y_{M[om,i,j,m]}[t]^2 \right) \right); \\
\Phi_x &= \frac{1}{2} \left(\beta_x \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (x_i'[t] - x_{M[i,n,j]}'[t])^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \beta_{M[\varphi,i,n]} \left(\varphi_{M[i,n]}'[t] - \frac{\varphi_{M[t,i]}'[t]}{u_t} \right)^2 + \right.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left. \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \beta_{M[\varphi, i, n, j]} \left(\varphi_{M[i, n, j]}' [t] - \varphi_{M[i, n]}' [t] \right)^2 \right) + \\
& \frac{1}{2} \beta_{c_x} (x_2' [t] - x_c' [t])^2 + \frac{1}{2} \beta_k (x_2' [t] - x_1' [t])^2; \\
\Phi_z = & \frac{1}{2} \left(\beta_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (z_i' [t] + z_{M[i, n, j]}' [t])^2 + \beta_z \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \left(z_i' [t] - \partial_t \left((-1)^n \tan[\varphi_i [t]] \frac{a_p}{2 u_p} \right) \right)^2 + \right. \\
& \left. \beta_z \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(z_i' [t] - \partial_t \left((-1)^j \tan[\theta_i [t]] \frac{b_p}{2 u_p} \right) \right)^2 + \beta_{oz} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 z_{M[o, i, n, j]}' [t]^2 \right) + \\
& \frac{1}{2} \beta_{kzyx} \sum_{i=1}^2 \left((\theta_i' [t] - i_{M[s, i]}' [t])^2 + (\varphi_i' [t] - i_{M[p, i]}' [t])^2 + (\psi_i' [t])^2 \right) + \\
& \frac{1}{2} \beta_{cz} (z_2' [t] - z_c' [t])^2; \\
\Phi_y = & \frac{1}{2} \left(\beta_y \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 (Y_i' [t] - Y_{M[i, n]}' [t])^2 + \beta_{oy} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 Y_{M[o, i, n, j]}' [t]^2 \right) + \\
& \frac{1}{2} \beta_{cy} (Y_2' [t] - Y_c' [t])^2; \\
\Phi_{xp} = & \frac{1}{2} \left(\beta_{xg} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (x_i' [t] - x_{M[g, i, j]}' [t])^2 + \beta_{xm} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 (x_i' [t] - x_{M[m, i, j, m]}' [t])^2 \right); \\
\Phi_{zp} = & \frac{1}{2} \left(\beta_{zg} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (z_i' [t] - z_{M[g, i, j]}' [t])^2 + \beta_{zm} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 (z_i' [t] - z_{M[m, i, j, m]}' [t])^2 + \right. \\
& \left. \beta_{oz} \left(\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 z_{M[og, i, j]}' [t]^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 z_{M[om, i, j, m]}' [t]^2 \right) \right); \\
\Phi_{yp} = & \frac{1}{2} \left(\beta_{yg} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (Y_i' [t] - Y_{M[g, i, j]}' [t])^2 + \beta_{ym} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 (Y_i' [t] - Y_{M[m, i, j, m]}' [t])^2 + \right. \\
& \left. \beta_{oy} \left(\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 Y_{M[og, i, j]}' [t]^2 + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{m=1}^3 Y_{M[om, i, j, m]}' [t]^2 \right) \right);
\end{aligned}$$

Table[$Q_{x_i} = 0, \{i, 2\}$];

Table[$Q_{x_{M[i, n, j]}} = (-F_{M[i, n, j]} [t] - W_{M[x, i, n, j]} [t] - W_{M[p, i, n, j]} [t] - Y_{M[i, n, j]} [t] \sin[\gamma_{M[i, n, j]} [t]]) \cos[\theta_{M[i, n]} [t]]$, $\{i, 2\}$, $\{n, 2\}$, $\{j, 2\}$];

Table[$Q_{\varphi_{M[t, i]}} = -M_{M[t, i]} [t] - M_{M[d, i]} [t]$, $\{i, 2\}$];

Table[$Q_{\varphi_{M[i, n]}} = -M_{M[d, i, n]} [t]$, $\{i, 2\}$, $\{n, 2\}$];

Table[$Q_{\varphi_{M[i, n, j]}} = r (F_{M[i, n, j]} [t] + W_{M[x, i, n, j]} [t]) - M_{M[s, i, n, j]} [t]$, $\{i, 2\}$, $\{n, 2\}$, $\{j, 2\}$];

$Q_{x_c} = m_c (-w_s - w_{M[SR]} [t])$;

$Q_{z_c} = 0$;

```

Qyc = 0;
Table[Qzi = 0, {i, 2}];
Table[QzM[i,n,j] = GM[i,n,j][t] - NM[i,n,j][t], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
Table[QzM[o,i,n,j] = NM[i,n,j][t], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
Table[Qθi = 0, {i, 2}];
Table[Qφi = 0, {i, 2}];
Table[Qψi = 0, {i, 2}];
Table[Qψi = 0, {i, 2}];
Table[QψM[i,n] = 0, {i, 2}, {n, 2}];
Table[QyM[i,n] = (YM[i,n,j][t] Cos[γM[i,n,j][t]] - WM[y,i,n,j][t] + PM[i,n,j][t]) Cos[θM[i,n][t]],
{i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
Table[QyM[o,i,n,j] = - (YM[i,n,j][t] Cos[γM[i,n,j][t]] - WM[y,i,n,j][t] + PM[i,n,j][t]) Cos[θM[i,n][t]],
{i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
Table[QxM[g,i,j] = -FM[g,i,j][t], {i, 2}, {j, 2}];
Table[QxM[m,i,j,m] = -ZM[i,j,m][t] FM[m,i,j,m][t], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];
Table[QzM[g,i,j] = - (mi +  $\frac{m_k}{2}$ ) g0
(  $\frac{1}{2}$  Cos[ArcTan[iM[sg,i,j][t]]] + (-1)j Sin[ArcTan[iM[sg,i,j][t]]]  $\frac{h_{ct} + r}{s_{M}[pg,i,j][t]}$  )
(1 - kM[g,i,j][t]), {i, 2}, {j, 2}];
Table[QzM[m,i,j,m] = -ZM[i,j,m][t] FM[m,i,j,m][t], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];
Table[QzM[o,g,i,j] =
(mi +  $\frac{m_k}{2}$ ) g0 (  $\frac{1}{2}$  Cos[ArcTan[iM[sg,i,j][t]]] + (-1)j Sin[ArcTan[iM[sg,i,j][t]]]  $\frac{h_{ct} + r}{s_{M}[pg,i,j][t]}$  )
(1 - kM[g,i,j][t]), {i, 2}, {j, 2}];
Table[QzM[om,i,j,m] = ZM[i,j,m][t] FM[m,i,j,m][t], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];
Table[QyM[g,i,j] = WM[yg,i,j][t], {i, 2}, {j, 2}];
Table[QyM[m,i,j,m] = WM[ym,i,j,m][t], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];
Table[QyM[o,g,i,j] = -WM[yg,i,j][t], {i, 2}, {j, 2}];
Table[QyM[om,i,j,m] = -WM[ym,i,j,m][t], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];

Πz = Collect[Πz, Sqrt[_]];

T = Sum[Taxis, {axis, {x, y, z, xp, yp, zp}}];
Π = Sum[Πaxis, {axis, {x, y, z, xp, yp, zp}}];
Φ = Sum[Φaxis, {axis, {x, y, z, xp, yp, zp}}];

conditions = Flatten[{
Table[xinj[0] == 0, {inj, {c, 1, 111, 112, 121, 122, 2, 211, 212, 221, 222}}],
Table[zinj[0] == 0, {inj, {111, 112, 121, 122, 211, 212, 221, 222}}],
Table[zinj[0] == 0, {inj, {c, 1, 2}}],
Table[zinj[0] == 0, {inj, {o111, o112, o121, o122, o211, o212, o221, o222}}],

```

```

Table[yinj[0] == 0, {inj, {c, 1, 11, 12, 2, 21, 22}}],
Table[yinj[0] == 0, {inj, {o111, o112, o121, o122, o211, o212, o221, o222}}],
Table[φinj[0] == 0,
  {inj, {t1, t2, 1, 11, 12, 111, 112, 121, 122, 2, 21, 22, 211, 212, 221, 222}}],
Table[ψinj[0] == 0, {inj, {1, 11, 12, 2, 21, 22}}],
Table[θinj[0] == 0, {inj, {1, 2}}],
Table[xinj'[0] == v0, {inj, {c, 1, 111, 112, 121, 122, 2, 211, 212, 221, 222}}],
Table[zinj'[0] == 0, {inj, {c, 1, 111, 112, 121, 122, 2, 211, 212, 221, 222}}],
Table[zinj'[0] == 0, {inj, {o111, o112, o121, o122, o211, o212, o221, o222}}],
Table[yinj'[0] == 0, {inj, {c, 1, 11, 12, 2, 21, 22}}],
Table[yinj'[0] == 0, {inj, {o111, o112, o121, o122, o211, o212, o221, o222}}],
Table[φinj'[0] ==  $\frac{v0}{r} u_t$ , {inj, {t1, t2}}],
Table[φinj'[0] == 0, {inj, {1, 2}}],
Table[φinj'[0] ==  $\frac{v0}{r}$ ,
  {inj, {11, 12, 111, 112, 121, 122, 21, 22, 211, 212, 221, 222}}],
Table[ψinj'[0] == 0, {inj, {1, 11, 12, 2, 21, 22}}],
Table[θinj'[0] == 0, {inj, {1, 2}}],
Table[xM[g,i,j][0] == 0, {i, 2}, {j, 2}],
Table[xM[m,i,j,m][0] == 0, {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[zM[g,i,j][0] == 0, {i, 2}, {j, 2}],
Table[zM[m,i,j,m][0] == 0, {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[zM[og,i,j][0] == 0, {i, 2}, {j, 2}],
Table[zM[om,i,j,m][0] == 0, {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[yM[g,i,j][0] == 0, {i, 2}, {j, 2}],
Table[yM[m,i,j,m][0] == 0, {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[yM[og,i,j][0] == 0, {i, 2}, {j, 2}],
Table[yM[om,i,j,m][0] == 0, {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[xM[g,i,j]'[0] == v0, {i, 2}, {j, 2}],
Table[xM[m,i,j,m]'[0] == v0, {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[zM[g,i,j]'[0] == 0, {i, 2}, {j, 2}],
Table[zM[m,i,j,m]'[0] == 0, {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[zM[og,i,j]'[0] == 0, {i, 2}, {j, 2}],
Table[zM[om,i,j,m]'[0] == 0, {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[yM[g,i,j]'[0] == 0, {i, 2}, {j, 2}],
Table[yM[m,i,j,m]'[0] == 0, {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[yM[og,i,j]'[0] == 0, {i, 2}, {j, 2}],
Table[yM[om,i,j,m]'[0] == 0, {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}]]];

fun = Flatten[{
  Table[xinj, {inj, {c, 1, 111, 112, 121, 122, 2, 211, 212, 221, 222}}],

```

```

Table[z_inj, {inj, {c, 1, 111, 112, 121, 122, 2, 211, 212, 221, 222}}],
Table[z_inj, {inj, {o111, o112, o121, o122, o211, o212, o221, o222}}],
Table[y_inj, {inj, {c, 1, 11, 12, 2, 21, 22}}],
Table[y_inj, {inj, {o111, o112, o121, o122, o211, o212, o221, o222}}],
Table[phi_inj,
  {inj, {t1, t2, 1, 11, 12, 111, 112, 121, 122, 2, 21, 22, 211, 212, 221, 222}}],
Table[psi_inj, {inj, {1, 11, 12, 2, 21, 22}}],
Table[theta_inj, {inj, {1, 2}}],
Table[x_M[g,i,j], {i, 2}, {j, 2}],
Table[x_M[m,i,j,m], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[z_M[g,i,j], {i, 2}, {j, 2}],
Table[z_M[m,i,j,m], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[z_M[og,i,j], {i, 2}, {j, 2}],
Table[z_M[om,i,j,m], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[y_M[g,i,j], {i, 2}, {j, 2}],
Table[y_M[m,i,j,m], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[y_M[og,i,j], {i, 2}, {j, 2}],
Table[y_M[om,i,j,m], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}]]];

```

```

simpl = 0; tConstr = 1; (* simpl = 1 - apply Simplify,
simpl = 0 - not apply Simplify *)

```

```
system =
```

```

{Map[If[simpl == 0, # &, TimeConstrained[Simplify[#, tConstr, #] &], Flatten@Join[
  Table[∂_t ∂_x_inj'[t] T - ∂_x_inj[t] T + ∂_x_inj[t] Π + ∂_x_inj'[t] Φ == Q_x_inj,
    {inj, {c, 1, 111, 112, 121, 122, 2, 211, 212, 221, 222}}],
  Table[∂_t ∂_z_inj'[t] T - ∂_z_inj[t] T + ∂_z_inj[t] Π + ∂_z_inj'[t] Φ == Q_z_inj,
    {inj, {c, 1, 111, 112, 121, 122, 2, 211, 212, 221, 222}}],
  Table[∂_t ∂_z_inj'[t] T - ∂_z_inj[t] T + ∂_z_inj[t] Π + ∂_z_inj'[t] Φ == Q_z_inj,
    {inj, {o111, o112, o121, o122, o211, o212, o221, o222}}],
  Table[∂_t ∂_y_inj'[t] T - ∂_y_inj[t] T + ∂_y_inj[t] Π + ∂_y_inj'[t] Φ == Q_y_inj,
    {inj, {c, 1, 11, 12, 2, 21, 22}}],
  Table[∂_t ∂_y_inj'[t] T - ∂_y_inj[t] T + ∂_y_inj[t] Π + ∂_y_inj'[t] Φ == Q_y_inj,
    {inj, {o111, o112, o121, o122, o211, o212, o221, o222}}],
  Table[∂_t ∂_phi_inj'[t] T - ∂_phi_inj[t] T + ∂_phi_inj[t] Π + ∂_phi_inj'[t] Φ == Q_phi_inj,
    {inj, {t1, t2, 1, 11, 12, 111, 112, 121, 122, 2, 21, 22, 211, 212, 221, 222}}],
  Table[∂_t ∂_psi_inj'[t] T - ∂_psi_inj[t] T + ∂_psi_inj[t] Π + ∂_psi_inj'[t] Φ == Q_psi_inj,
    {inj, {1, 11, 12, 2, 21, 22}}],
  Table[∂_t ∂_theta_inj'[t] T - ∂_theta_inj[t] T + ∂_theta_inj[t] Π + ∂_theta_inj'[t] Φ == Q_theta_inj, {inj, {1, 2}}],
  Table[
    ∂_t ∂_x_M[g,i,j]'[t] T - ∂_x_M[g,i,j][t] T + ∂_x_M[g,i,j][t] Π + ∂_x_M[g,i,j]'[t] Φ == Q_x_M[g,i,j], {i, 2}, {j, 2}],
    Table[∂_t ∂_x_M[m,i,j,m]'[t] T - ∂_x_M[m,i,j,m][t] T + ∂_x_M[m,i,j,m][t] Π + ∂_x_M[m,i,j,m]'[t] Φ == Q_x_M[m,i,j,m],
      {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
    Table[∂_t ∂_z_M[g,i,j]'[t] T - ∂_z_M[g,i,j][t] T + ∂_z_M[g,i,j][t] Π + ∂_z_M[g,i,j]'[t] Φ == Q_z_M[g,i,j],

```

```

    {i, 2}, {j, 2}],
Table[∂t ∂zM[m, i, j, m]' [t] T - ∂zM[m, i, j, m] [t] T + ∂zM[m, i, j, m] [t] Π + ∂zM[m, i, j, m]' [t] Φ == QzM[m, i, j, m] /
    {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[∂t ∂zM[op, i, j]' [t] T - ∂zM[op, i, j] [t] T + ∂zM[op, i, j] [t] Π + ∂zM[op, i, j]' [t] Φ == QzM[op, i, j] /
    {i, 2}, {j, 2}],
Table[∂t ∂zM[om, i, j, m]' [t] T - ∂zM[om, i, j, m] [t] T + ∂zM[om, i, j, m] [t] Π + ∂zM[om, i, j, m]' [t] Φ == QzM[om, i, j, m] /
    {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[∂t ∂yM[p, i, j]' [t] T - ∂yM[p, i, j] [t] T + ∂yM[p, i, j] [t] Π + ∂yM[p, i, j]' [t] Φ == QyM[p, i, j] /
    {i, 2}, {j, 2}],
Table[∂t ∂yM[m, i, j, m]' [t] T - ∂yM[m, i, j, m] [t] T + ∂yM[m, i, j, m] [t] Π + ∂yM[m, i, j, m]' [t] Φ == QyM[m, i, j, m] /
    {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
Table[∂t ∂yM[op, i, j]' [t] T - ∂yM[op, i, j] [t] T + ∂yM[op, i, j] [t] Π + ∂yM[op, i, j]' [t] Φ == QyM[op, i, j] /
    {i, 2}, {j, 2}],
Table[∂t ∂yM[om, i, j, m]' [t] T - ∂yM[om, i, j, m] [t] T + ∂yM[om, i, j, m] [t] Π + ∂yM[om, i, j, m]' [t] Φ == QyM[om, i, j, m] /
    {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}]]], conditions}

```

```
Dimensions /@ {system[[1]], fun, conditions}
```

- Импорт параметров пути

- Функции форматирования графиков

```

imgsize = {{360}, 230};
(*"GOST type A"*)
stylePlot[f_, var_List, xlab_String: "", ylab_String: "",
  lowlab_String: "", plRange_: Full, imgS_: imgsize, (opts___) ? OptionQ] :=
Module[{img = 500, ats = 16, lts = 18, grdThk = 0.5, majorts = 0.012,
  minorts = 0.0065, grd, ticks, dig, reall, prec},
  ticks = FrameTicks /. AbsoluteOptions[Plot[Evaluate[f], var,
    Frame → True,
    PerformanceGoal → "Speed",
    PlotPoints → 10,
    PlotRange → If[plRange === Null, Full, plRange]]] /.
    {{loc_Real, lab_Real, len: {_, _}, sty: {___}} => {loc, lab, {majorts, 0}},
    {loc_Real, lab_String, len: {_, _}, sty: {___}} => {loc, lab, {minorts, 0}}};
  Table[dig = Map[{Length[Nest[If[Last[#] == 0, Most[#], #] &,
    #][1, ;; -2]], Length[#][1, ;; -2]]]} &[
    If[#2 < 0, RealDigits[#1 10^#2], RealDigits[#1]]] &@@#, #2 &@@#] &,
    MantissaExponent[grd[i] = Cases[ticks[[i, All, 2]], Except[""]] /. -307 → 0];
  reall = Max[dig[[All, 1]] - dig[[All, 2]]]; prec = reall + Max[dig[[All, 2]]];
  If[reall ≤ 0, ticks[[i]] =
    ticks[[i]] /. {loc_Real, lab_Real, len: {_, _}} => {loc, Rationalize[lab, 0], len},
    ticks[[i]] = ticks[[i]] /. {loc_Real, lab_Real, len: {_, _}} =>
    {loc, PaddedForm[lab, {prec, reall}, NumberPoint → ",", len]}, {i, 2}];
  If[NumberQ[imgS], img = imgS];
  Labeled[
    Plot[Evaluate[f], var, opts,
      Frame → True,
      FrameTicks → ticks,
      FrameStyle →
        {{Directive[FontSize → img / (500 / ats), FontFamily → "Times New Roman",
          AbsoluteThickness[4 grdThk]], AbsoluteThickness[grdThk]},
        {Directive[FontSize → img / (500 / ats), FontFamily → "Times New Roman",
          AbsoluteThickness[4 grdThk]], AbsoluteThickness[grdThk]}},
      FrameTicksStyle → {{Directive[AbsoluteThickness[3 grdThk]],
        Directive[AbsoluteThickness[grdThk]]}, {Directive[
          AbsoluteThickness[3 grdThk]], Directive[AbsoluteThickness[grdThk]]}},
      PlotRangePadding → {{0, 0}, {Scaled[0.001], Scaled[0.001]}},
      AspectRatio → 1 / GoldenRatio,
      GridLines → {grd[1], grd[2]},
      AxesStyle → {AbsoluteThickness[2 grdThk], AbsoluteThickness[2 grdThk]},
      GridLinesStyle → Directive[{Black, Black}, AbsoluteThickness[grdThk]],
      PlotRange → If[plRange === Null, Full, plRange],
      ImageSize → If[imgS === Null, imgsize, imgS],

```

```

PlotStyle → {{Directive[Black, AbsoluteThickness[3 grdThk]]},
  {Directive[Black, Dashing[{0.04, 0.01}], AbsoluteThickness[3 grdThk]]},
  {Directive[Black, Dashing[{0.04, 0.01, 0.005, 0.01}],
    AbsoluteThickness[3 grdThk]]}},
{Text[Style[lowlab, FontSize → img / (500 / lts), Italic,
  FontFamily → "Times New Roman"]],
  Text[Style[xlab, FontSize → img / (500 / lts), FontFamily → "Times New Roman"]],
  Text[Style[ylab, FontSize → img / (500 / lts), FontFamily → "Times New Roman"]],
  {{Bottom, Center}, {Right, Bottom}, {Top, Left}}, FrameMargins → {{1, -5}, {0, -7}}]]

stylePlot[data_List, xlab_String: "", ylab_String: "",
  lowlab_String: "", plRange_: Full, imgS_: imgsiz, opts___?OptionQ] :=
Module[{img = 500, ats = 16, lts = 18, grdThk = 0.5, majorts = 0.012,
  minors = 0.0065, grd, ticks, dig, reall, prec},
  ticks = FrameTicks /. AbsoluteOptions[ListPlot[data,
    Frame → True,
    PerformanceGoal → "Speed",
    MaxPlotPoints → 100,
    PlotRange → If[plRange === Null, Full, plRange]]] /.
    {{loc_Real, lab_Real, len: {_, _}, sty: {___}} ⇒ {loc, lab, {majorts, 0}},
    {loc_Real, lab_String, len: {_, _}, sty: {___}} ⇒ {loc, lab, {minors, 0}}};
  Table[dig = Map[{Length[Nest[If[Last[#] == 0, Most[#], #] &,
    #][1, ;; -2]], Length[#][1, ;; -2]]] &[
    If[#2 < 0, RealDigits[#1 10^#2], RealDigits[#1]]] &@# , #2 &@#] &,
    MantissaExponent[grd[i] = Cases[ticks[[i, All, 2]], Except[""]] /. -307 → 0];
  reall = Max[dig[[All, 1]] - dig[[All, 2]]]; prec = reall + Max[dig[[All, 2]]];
  If[reall ≤ 0, ticks[[i]] =
    ticks[[i]] /. {loc_Real, lab_Real, len: {_, _}} ⇒ {loc, Rationalize[lab, 0], len},
    ticks[[i]] = ticks[[i]] /. {loc_Real, lab_Real, len: {_, _}} ⇒
    {loc, PaddedForm[lab, {prec, reall}, NumberPoint → ",", len]}, {i, 2}];
  If[NumberQ[imgS], img = imgS];
  Labeled[
    ListPlot[data, opts,
      Joined → True,
      Frame → True,
      FrameTicks → ticks,
      PlotRangePadding → {{0, 0}, {Scaled[0.001], Scaled[0.001]}},
      AspectRatio → 1 / GoldenRatio,
      FrameTicksStyle →
        {{Directive[AbsoluteThickness[3 grdThk]], Directive[AbsoluteThickness[grdThk]]},
          {Directive[AbsoluteThickness[3 grdThk]],
            Directive[AbsoluteThickness[grdThk]]}},
      FrameStyle → {{Directive[FontSize → img / (500 / ats), FontFamily → "Times New Roman",
        AbsoluteThickness[4 grdThk]], AbsoluteThickness[grdThk]},
        {Directive[FontSize → img / (500 / ats), FontFamily → "Times New Roman",
        AbsoluteThickness[4 grdThk]], AbsoluteThickness[grdThk]}},
      GridLines → {grd[1], grd[2]},
      AxesStyle → {AbsoluteThickness[2 grdThk], AbsoluteThickness[2 grdThk]},

```

```

GridLinesStyle → Directive[{Black, Black}, AbsoluteThickness[grdThk]],
PlotRange → If[plRange === Null, Full, plRange],
ImageSize → If[imgS === Null, imgsize, imgS],
PlotStyle → {{Directive[Black, AbsoluteThickness[3 grdThk]],
  {Directive[Black, Dashing[{0.04, 0.01}], AbsoluteThickness[3 grdThk]]},
  {Directive[Black, Dashing[{0.04, 0.01, 0.005, 0.01}],
    AbsoluteThickness[3 grdThk]}}}},
Text[Style[lowlab, FontSize → img / (500 / lts), Italic,
  FontFamily → "Times New Roman"]],
Text[Style[xlab, FontSize → img / (500 / lts), FontFamily → "Times New Roman"]],
Text[Style[ylab, FontSize → img / (500 / lts), FontFamily → "Times New Roman"]],
{{Bottom, Center}, {Right, Bottom}, {Top, Left}}, FrameMargins → {{1, -5}, {0, -7}}]]
correct[y_] := If[Chop[y /. t → 0.] == 0.,
  Module[{max}, max = NMaximize[{y, 0 ≤ t ≤ te}, t, WorkingPrecision → 6];
  Piecewise[{{y, 0 ≤ t ≤ max[[2, 1, 2]]}, {max[[1]], max[[2, 1, 2]] < t ≤ te}}]],
  Module[{min}, min = NMinimize[{Abs[y], 0 ≤ t ≤ te}, t, WorkingPrecision → 6];
  If[min[[1]] > 0.01, y,
  Piecewise[{{y, 0 ≤ t ≤ min[[2, 1, 2]]}, {min[[1]], min[[2, 1, 2]] < t ≤ te}}]]]]
asC[y_] := Map[correct, Flatten[{y}]]

```

■ Импорт

```

(*Импорт параметров пути из файла*)
fileName = "Path params.xls";
fileNametxt = "Path_params.txt";
SetDirectory[NotebookDirectory[]]

(*Импорт из Excel*)
cellMax = 134; sMax = 0.75 (cellMax - 4);
(*Максимальное число обрабатываемых строчек excel файла*)
data = N[Table[
  ToExpression[Import[fileName, {"Data", 2, Range[4, cellMax], i}], {i, 2, 18}]];
(*экспорт в txt / для ускорения дальнейшего считывания
  Export["Path_params.txt", data, "Table"];*)

(*Импорт txt
  data=Import[fileNametxt, "Data"];*)

disi[S_, S0_, dS_, hA_] := 
$$\frac{\text{ArcTan}[hA / (10^3 s_p[S])]}{2} \left( \text{Cos}\left[\frac{(S - S0)}{dS} \pi\right] + 1 \right);$$

dis[datai_, S_, dS_] :=
  Piecewise[Table[{disi[S, data[[1, #[[i]]]] + datai[[#[[i]], 2]],
    dS, datai[[#[[i]], 1]]], data[[1, #[[i]]]] + datai[[#[[i]], 2]] ≤
    S ≤ data[[1, #[[i]]]] + datai[[#[[i]], 2]] + dS},
  {i, Length[#]}]] &[Flatten@Position[datai, _List]];

```

```

funpath[a_, b_, dx_] := Module[{h, h2, h3, h4},
  h = Flatten@Position[b, _List];
  (*определение порядковых номеров вещественных чисел в массивах*)
  If[ListQ[dx],
    h2 = Transpose[{Table[a[[i]] + b[[i, 2]] + First@dx*b[[i, 1]], {i, h}},
      Table[b[[i, 1]], {i, h}]}],
    h2 = Transpose[{Table[a[[i]] + b[[i, 2]] + dx, {i, h}], Table[b[[i, 1]], {i, h}]}];
  (*отступ справа*)
  h3 = Transpose[{Table[a[[i]] + b[[i, 2]] - 10-10, {i, h}], ConstantArray[0, Length[h]}];
  (*отступ слева*)
  h4 = Table[{a[[i]] + b[[i, 2]], b[[i, 1]]}, {i, h}; (*основные, без Null*)
  Join[{First[a] - 10-10, 0}, h4, h2, h3, {Last[a] + 10-10, 0}];

dS = 0.050; dψ = 1.5;

(*Интерполяция*)
{R, sp, is0, ip} = Table[Interpolation[
  Transpose[{data[[1]], data[[i]]}], InterpolationOrder → 4], {i, 2, 5}];
{hL, hR, lfL, lfR, ldL, ldR} = Table[Interpolation[funpath[data[[1]], data[[i]], dS],
  InterpolationOrder → 0], {i, 6, 11}];
{ψL, ψR} = Table[Interpolation[funpath[data[[1]], data[[i]], dψ],
  InterpolationOrder → 0], {i, {12, 13}}];
{HL, HR} = Table[Interpolation[funpath[data[[1]], data[[i]], dS],
  InterpolationOrder → 0], {i, 14, 15}];
{RdL, RdR} = Table[Interpolation[funpath[data[[1]], data[[i]], {1/5}],
  InterpolationOrder → 0], {i, 16, 17}];
is[S_] := Evaluate[is0[S] + dis[data[[6]], S, dS] - dis[data[[7]], S, dS]];
isLR[S_] := Evaluate[dis[data[[6]], S, dS] + dis[data[[7]], S, dS]];

Clear[T, Π, φ, data, filePath, funpath]
ppoints = 3000;
pr = Plot[R[S], {S, 0, sMax}, Frame → True, GridLines → Automatic];
psp = Plot[sp[S], {S, 0, sMax}, Frame → True, GridLines → Automatic];
pis = Plot[is[S], {S, 0, sMax},
  PlotPoints → ppoints / 2, Frame → True, GridLines → Automatic];
pip = Plot[ip[S], {S, 0, sMax}, PlotPoints → ppoints / 2,
  Frame → True, GridLines → Automatic];
Show[GraphicsRow[{pr, psp, pis, pip}, ImageSize → 750]]
phl = Plot[hL[S], {S, 0, sMax},
  PlotPoints → ppoints / 3, Frame → True, GridLines → Automatic];
phr = Plot[hR[S], {S, 0, sMax}, PlotPoints → ppoints / 3,
  Frame → True, GridLines → Automatic];
plfl = Plot[lfL[S], {S, 0, sMax}, PlotPoints → ppoints / 3,
  Frame → True, GridLines → Automatic];
plfr = Plot[lfR[S], {S, 0, sMax}, PlotPoints → ppoints / 3,
  Frame → True, GridLines → Automatic];

```

```

Show[GraphicsRow[{phl, phr, plfl, plfr}, ImageSize → 750]]
pldl = Plot[ldL[S], {S, 0, sMax},
  PlotPoints → ppoints / 3, Frame → True, GridLines → Automatic];
pldr = Plot[ldR[S], {S, 0, sMax}, PlotPoints → ppoints / 3,
  Frame → True, GridLines → Automatic];
psiL = Plot[ψL[S], {S, 0, sMax}, PlotPoints → ppoints / 3,
  Frame → True, GridLines → Automatic];
psiR = Plot[ψR[S], {S, 0, sMax}, PlotPoints → ppoints / 3,
  Frame → True, GridLines → Automatic];
Show[GraphicsRow[{pldl, pldr, psiL, psiR}, ImageSize → 750]]
put1 = stylePlot[R[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "R, м", "a", , , PlotPoints → ppoints]
put2 = stylePlot[sp[S], {S, 0, sMax}, "S, м",
  "sp, мм", "σ", {0.800, 1.100}, , PlotPoints → ppoints]
put3 = stylePlot[is[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "is", "Б",
  {-0.100, 0.100}, , PlotPoints → ppoints]
put4 = stylePlot[ip[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "ip", "Р",
  {-0.050, 0.050}, , PlotPoints → ppoints]
put5 = stylePlot[hL[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "hL, мм",
  "а", {-10.0, 10.0}, , PlotPoints → ppoints]
put6 = stylePlot[hR[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "hR, мм",
  "σ", {-10.0, 10.0}, , PlotPoints → ppoints]
put7 = stylePlot[lfL[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "lφL, мм",
  "Б", {0.0, 10.0}, , PlotPoints → ppoints]
put8 = stylePlot[lfR[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "lφR, мм",
  "Р", {0.0, 10.0}, , PlotPoints → ppoints]
put9 = stylePlot[ldL[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "ldL, м",
  "д", {0.0, 5.0}, , PlotPoints → ppoints]
put10 = stylePlot[ldR[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "ldR, м",
  "е", {0.0, 5.0}, , PlotPoints → ppoints]
put11 = stylePlot[ψL[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "ψL",
  "а", {0.0, 0.25}, , PlotPoints → ppoints]
put12 = stylePlot[ψR[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "ψR",
  "б", {0.0, 0.25}, , PlotPoints → ppoints]
put11a = stylePlot[ψL[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "ψL",
  "ж", {0.0, 0.25}, , PlotPoints → ppoints]
put12a = stylePlot[ψR[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "ψR",
  "з", {0.0, 0.25}, , PlotPoints → ppoints]
put5H = stylePlot[HL[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "HL, мм",
  "а", {-10.0, 10.0}, , PlotPoints → ppoints]
put6H = stylePlot[HR[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "HR, мм",
  "σ", {-10.0, 10.0}, , PlotPoints → ppoints]
put1RdL = stylePlot[RdL[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "RdL, м",
  "Б", {0, 25}, , PlotPoints → ppoints]
put1RdR = stylePlot[RdR[S], {S, 0, sMax}, "S, м", "RdR, м",
  "Р", {0, 25}, , PlotPoints → ppoints]

```

■ Основные вычисления

■ Задаваемые параметры

(*Задаваемые параметры*)

(*i_p[x₋] := -0.030*)

Tt = 250.; xStart = 35.; tm = 1.0; txh = 0.27;

(*tm - время реакции машиниста - выбега до начала торможения;

txh - время холостого хода - срабатывания тормоза,

k_g - коэффициент пригрузки гравитационного тормоза*)

```

(*SetOptions[SelectedNotebook[],
  InitializationCellEvaluation→True,InitializationCellWarning→False];*)

Quiet[Check[{V0, ng, PT, PA, PP, PM, PG, kgmax, Mdi, Mdin, Msinj, Mti} =
  Flatten@Import["initialization.txt", "Table"],
  Export["initialization.txt", ConstantArray[0, 12], "Table"];
  {V0, ng, PT, PA, PP, PM, PG, kgmax, Mdi, Mdin, Msinj, Mti} = ConstantArray[0, 12];]

V0 = SetPrecision[V0, 4]; curx1 = 0;

SetOptions[SelectedNotebook[], DockedCells → {}];

dock = TableForm[{{V0 =, Dynamic[V0], " ", " ng =, Dynamic[ng], " ", " x1 =,
  Dynamic[NumberForm[curx1, {4, 2}]], " ", " PT =, Dynamic[PT], " ", " PA =,
  Dynamic[PA], " ", " PP =, Dynamic[PP], " ", " PM =, Dynamic[PM], " ", " PG =,
  Dynamic[PG], " ", " kgmax =, Dynamic[kgmax], " ", " Mdi =, Dynamic[Mdi], " ", " Mdin =,
  Dynamic[Mdin], " ", " Msinj =, Dynamic[Msinj], " ", " Mti =, Dynamic[Mti]}}];
SetOptions[SelectedNotebook[], DockedCells → Cell[BoxData[ToBoxes[dock]],
  "DockedCell"], WindowStatusArea → Automatic
  (*Automatic Dynamic[typeM]Dynamic[Refresh[DateString[],UpdateInterval→30]]*)]

nn = 0;

timeout = 1;
If[timeout ≠ 0,
  pnb = CreateWindow[DialogNotebook[{TextCell[Начальная скорость:],
    {{V0 =, Dynamic[V0], м / с, Button["-", V0 -= 0.05`4, ImageSize → {20, 20}],
    Slider[Dynamic[V0], {0.1`4, 20, 0.05`4}, ImageSize → {627, 23}],
    Button["+", V0 += 0.05`4, ImageSize → {20, 20}]} // TableForm,
  TableForm[{{
    {{Количество вагонов: , ng , =,
      PopupMenu[Dynamic[ng], # → Style[#, 16] & /@Range[0, 30], FieldSize → 3]},
    {Признак торможения: , PT , =, PopupMenu[Dynamic[PT],
      # → Style[#, 16] & /@Range[0, 10], FieldSize → 3]},
    {
      , Mdi , =, InputField[Dynamic[Mdi], FieldSize → 3]},
    {
      , Msinj , =, InputField[Dynamic[Msinj], FieldSize → 3]},
    {Степень вкл. МРТ: , PM , =,
      PopupMenu[Dynamic[PM], # → Style[#, 16] & /@Range[0, 6], FieldSize → 3]}},
    {{
      Признак управления моментом: , PA , =, PopupMenu[Dynamic[PA],
        # → Style[#, 16] & /@Range[0, 4], FieldSize → 3]},
    {
      Признак различных моментов: , PP , =, PopupMenu[Dynamic[PP],
        # → Style[#, 16] & /@Range[0, 3], FieldSize → 3]},
    {
      , Mdin , =, InputField[Dynamic[Mdin], FieldSize → 3]},
    {
      , Mti , =, InputField[Dynamic[Mti], FieldSize → 3]},
    {
      Степень вкл. ГРТ: , PG , =, PopupMenu[Dynamic[PG],
        # → Style[#, 16] & /@Range[0, 3], FieldSize → 3]}]}},
    TableForm[{{Кoeffициент нагрузки на колеса: , kgmax , =,
      InputField[Dynamic[kgmax], FieldSize → 3]}},
    Row[{DefaultButton[DialogReturn[timeout = 0]], , , Dynamic[60 - 0.2`3 * nn]],
    " "}], WindowOpacity → 0.96, WindowMargins → Automatic,
    FontSize → 16, WindowTitle → "Assign parameters"]];

While[timeout ≠ 0 && nn < 300, nn++; Pause[0.2]];
(*пауза - до Ok в Assign parameters или 60 сек*)

NotebookClose[pnb];
Export["initialization.txt",
  {V0, ng, PT, PA, PP, PM, PG, kgmax, Mdi, Mdin, Msinj, Mti}, "Table"];

```

Функции управления тормозным моментом

(*Способы торможения (признак торможения) PT=;

- 0 – без торможения (выбег);
- 1 – торможение только трансмиссионным дисковым тормозом;
- 2 – торможение только осевым дисковым тормозом;
- 3 – торможение только колесно-колодочным тормозом;
- 4 – торможение только двигателем;
- 5 – комбинированное торможение трансмиссионным и осевым дисковыми тормозами;
- 6 – комбинированное торможение трансмиссионным дисковым тормозом и двигателем;
- 7 – комбинированное торможение трансмиссионным дисковым и колесно-колодочным тормозами;
- 8 – комбинированное торможение осевым дисковым и колесно-колодочным тормозами;
- 9 – комбинированное торможение трансмиссионным и осевым дисковыми, а также колесно-колодочным тормозами;
- 10 – комбинированное торможение осевым дисковым, колесно-колодочным тормозами и двигателем.*)

(*Способы контроля тормозного момента (признак управления моментом) PA=;

- 0 – без управления (постоянный момент);
- 1...50 – автоматическое управление тормозным моментом по значению относительного скольжения;
- 51...100 – автоматическое управление тормозным моментом другими способами;*)

(*Способы задания тормозного момента при PA>

- 0 (признак различий моментов на отдельных устройствах) PP=;
- 0 – одинаковый на всем локомотиве (внутри локомотива на всех тяговых двигателях, или трансмиссионных тормозах, или осевых тормозах, или колесно-колодочных тормозах моменты равны между собой);
- 1 – одинаковый на тяговой секции (внутри каждой тяговой секции на всех тяговых двигателях, или трансмиссионных тормозах, или осевых тормозах, или колесно-колодочных тормозах моменты равны между собой);
- 2 – одинаковый на колесной паре тяговой секции (внутри каждой колесной пары в каждой тяговой секции на осевых тормозах, или колесно-колодочных тормозах моменты равны между собой);
- 3 – разный на колесно-колодочных тормозах каждого колеса каждой колесной пары, разный на осевых тормозах, разный на дисковых осевых и трансмиссионных тормозах каждой тяговой секции.*)

(*Степень торможения магниторельсовыми тормозами PM=;

- 0 – без торможения (выбег);
- 1 – торможение только первыми секциями (левой и правой) магниторельсового тормоза первой по ходу движения тяговой секции;
- 2 – торможение первыми и вторыми секциями (левой и правой) магниторельсового тормоза первой по ходу движения тяговой секции;
- 3 – торможение первыми, вторыми и третьими секциями (левой и правой) магниторельсового тормоза первой по ходу движения тяговой секции;

- 4 - торможение только первыми секциями (левой и правой) магниторельсового тормоза обеих тяговых секций;
- 5 - торможение первыми и вторыми секциями (левой и правой) магниторельсового тормоза обеих тяговых секций;
- 6 - торможение первыми, вторыми и третьими секциями (левой и правой) магниторельсового тормоза обеих тяговых секций.*)

(*Степень торможения гравитационными тормозами PG=;

0 - без торможения (выбег);

1 - торможение только гравитационными тормозами первой по ходу движения тяговой секции;

2 - торможение только гравитационными тормозами второй по ходу движения тяговой секции;

3 - торможение гравитационными тормозами первой и второй по ходу движения тяговых секций.*)

(*настройки момента*)

reset := HoldComplete[

Evaluate[$\{\epsilon_{\max} = 0.02, \epsilon_{\min} = 0.01, \Delta t = 0.2, \Delta t_f = 0.01, k = 0.38, dm = \frac{M_{\text{din}} - k M_{\text{din}}}{\Delta t}$,

Table[$\{\Delta T1_{\{\text{type}, \text{inj}\}} = 0.03, \Delta Td1_{\{\text{type}, \text{inj}\}}[\epsilon_] := \text{Evaluate}[$
 $\text{Piecewise}[\{\{\Delta T1_{\{\text{type}, \text{inj}\}} / 3, 0.7 \epsilon_{\min} \leq \epsilon \leq 1.3 \epsilon_{\max}\}, \{\Delta T1_{\{\text{type}, \text{inj}\}} / 2,$
 $0.5 \epsilon_{\min} \leq \epsilon < 0.7 \epsilon_{\min}\}, \{\Delta T1_{\{\text{type}, \text{inj}\}} / 1.5, 0.3 \epsilon_{\min} \leq \epsilon < 0.5 \epsilon_{\min}\},$
 $\{\Delta T1_{\{\text{type}, \text{inj}\}}, \epsilon < 0.3 \epsilon_{\min}\}, \{\Delta T1_{\{\text{type}, \text{inj}\}} / 2, 1.3 \epsilon_{\max} < \epsilon \leq 1.5 \epsilon_{\max}\},$
 $\{\Delta T1_{\{\text{type}, \text{inj}\}} / 1.5, 1.5 \epsilon_{\max} < \epsilon \leq 1.7 \epsilon_{\max}\}, \{\Delta T1_{\{\text{type}, \text{inj}\}}, 1.7 \epsilon_{\max} < \epsilon\}\}\}\];$

$\Delta T2_{\{\text{type}, \text{inj}\}} = 0.07, \text{tdw}_{\{\text{type}, \text{inj}\}} = 0, \text{tup}_{\{\text{type}, \text{inj}\}} = 0, \text{MD}_{\{\text{type}, \text{inj}\}} = 0.,$

$\text{key}_{\{\text{type}, \text{inj}\}} = 0\}, \{\text{type}, \{\text{di}, \text{din}, \text{sinj}, \text{ti}\},$

$\{\text{inj}, \{\text{t1}, \text{t2}, 111, 112, 121, 122, 211, 212, 221, 222\}\}\];,$

typeFM = Switch[PA,

0, "PA = 0, Торможение с постоянным моментом",

1, "PA = 1, Торможение с регулируемым моментом",

2, "PA = 2, Торможение с регулируемым моментом и зависимой продолжительностью однократного увеличения/уменьшения момента от скольжения",

3, "PA = 3, Скольжение прогнозируется на время t+ Δt_f .

Торможение с регулируемым моментом.",

4, "PA = 4, Скольжение прогнозируется на время t+ Δt_f . Торможение

с регулируемым моментом и зависимой продолжительностью

однократного увеличения/уменьшения момента от скольжения."]]] ;

(*Автоматическое регулирование момента v.5.1*)

Switch[PA,

0, AMoment[t_, type_, inj_, Mmax_] :=

If[t \leq tm, 0., If[(t < tm + txx), Mmax Sin[$\frac{t - tm}{txx} \frac{\pi}{2}$], Mmax]],

1, AMoment[t_, type_, inj_, Mmax_] := (Evaluate[ε[inj] = ε_{inj}[t]);

If[t < tm, 0.,

If[(t < tm + txx) && key_{type, inj} == 0 && ε[inj] ≤ ε_{max}, MD_{type, inj} = Mmax Sin[$\frac{t - tm}{txx} \frac{\pi}{2}$],

If[ε[inj] > ε_{max},

(*уменьшение*)

If[If[tdw_{type, inj} == 0, key_{type, inj} = 1; Mb_{type, inj} = MD_{type, inj}; tup_{type, inj} = 0;
tdw_{type, inj} = t]; MD_{type, inj} > k Mmax && t ≤ tdw_{type, inj} + ΔT1_{type, inj},

MD_{type, inj} = -dm (t - tdw_{type, inj}) + Mb_{type, inj},

If[t ≤ tdw_{type, inj} + ΔT1_{type, inj} + ΔT2_{type, inj},

MD_{type, inj}, tdw_{type, inj} = 0; MD_{type, inj}]],

If[ε[inj] < ε_{min},

(*увеличение*)

If[If[tup_{type, inj} == 0, Mb_{type, inj} = MD_{type, inj}; tdw_{type, inj} = 0; tup_{type, inj} = t];

MD_{type, inj} < Mmax && t ≤ tup_{type, inj} + ΔT1_{type, inj},

MD_{type, inj} = dm (t - tup_{type, inj}) + Mb_{type, inj},

If[t ≤ tup_{type, inj} + ΔT1_{type, inj} + ΔT2_{type, inj},

MD_{type, inj}, tup_{type, inj} = 0; MD_{type, inj}]]],

tup_{type, inj} = 0; tdw_{type, inj} = 0; MD_{type, inj}]]]]],

2, AMoment[t_, type_, inj_, Mmax_] := (Evaluate[ε[inj] = ε_{inj}[t]);

If[t < tm, 0.,

If[(t < tm + txx) && key_{type, inj} == 0 && ε[inj] ≤ ε_{max}, MD_{type, inj} = Mmax Sin[$\frac{t - tm}{txx} \frac{\pi}{2}$],

If[ε[inj] > ε_{max},

(*уменьшение*)

If[If[tdw_{type, inj} == 0, key_{type, inj} = 1; Mb_{type, inj} = MD_{type, inj};

tup_{type, inj} = 0; ΔT1_{type, inj} = ΔTd1_{type, inj}[ε[inj]]; tdw_{type, inj} = t];

MD_{type, inj} > k Mmax && t ≤ tdw_{type, inj} + ΔT1_{type, inj},

MD_{type, inj} = -dm (t - tdw_{type, inj}) + Mb_{type, inj},

If[t ≤ tdw_{type, inj} + ΔT1_{type, inj} + ΔT2_{type, inj},

MD_{type, inj}, tdw_{type, inj} = 0; MD_{type, inj}]],

If[ε[inj] < ε_{min},

(*увеличение*)

If[If[tup_{type, inj} == 0, Mb_{type, inj} = MD_{type, inj};

tdw_{type, inj} = 0; ΔT1_{type, inj} = ΔTd1_{type, inj}[ε[inj]]; tup_{type, inj} = t];

MD_{type, inj} < Mmax && t ≤ tup_{type, inj} + ΔT1_{type, inj},

MD_{type, inj} = dm (t - tup_{type, inj}) + Mb_{type, inj},

If[t ≤ tup_{type, inj} + ΔT1_{type, inj} + ΔT2_{type, inj},

```

MD_{type, inj}, tup_{type, inj} = 0; MD_{type, inj} ] ] ,
tup_{type, inj} = 0; tdw_{type, inj} = 0; MD_{type, inj} ] ] ] ] ] ,
3, AMoment[t_, type_, inj_, Mmax_] := ( Evaluate[εfut[inj] = εinj[t] + dε[inj] * Δtf];
If[t < tm, 0., If[
(t < tm + txx) && key_{type, inj} == 0 && εfut[inj] ≤ εmax, MD_{type, inj} = Mmax Sin[ $\frac{t - tm}{txx} \frac{\pi}{2}$ ],
If[εfut[inj] > εmax,
(*уменьшение*)
If[If[tdw_{type, inj} == 0, key_{type, inj} = 1; Mb_{type, inj} = MD_{type, inj}; tup_{type, inj} = 0;
tdw_{type, inj} = t]; MD_{type, inj} > k Mmax && t ≤ tdw_{type, inj} + ΔT1_{type, inj},
MD_{type, inj} = -dm (t - tdw_{type, inj}) + Mb_{type, inj},
If[t ≤ tdw_{type, inj} + ΔT1_{type, inj} + ΔT2_{type, inj},
MD_{type, inj}, tdw_{type, inj} = 0; MD_{type, inj} ] ] ,
If[εfut[inj] < εmin,
(*увеличение*)
If[If[tup_{type, inj} == 0, Mb_{type, inj} = MD_{type, inj}; tdw_{type, inj} = 0; tup_{type, inj} = t];
MD_{type, inj} < Mmax && t ≤ tup_{type, inj} + ΔT1_{type, inj},
MD_{type, inj} = dm (t - tup_{type, inj}) + Mb_{type, inj},
If[t ≤ tup_{type, inj} + ΔT1_{type, inj} + ΔT2_{type, inj},
MD_{type, inj}, tup_{type, inj} = 0; MD_{type, inj} ] ] ,
tup_{type, inj} = 0; tdw_{type, inj} = 0; MD_{type, inj} ] ] ] ] ] ,
4, AMoment[t_, type_, inj_, Mmax_] := ( Evaluate[εfut[inj] = εinj[t] + dε[inj] * Δtf];
If[t < tm, 0., If[
(t < tm + txx) && key_{type, inj} == 0 && εfut[inj] ≤ εmax, MD_{type, inj} = Mmax Sin[ $\frac{t - tm}{txx} \frac{\pi}{2}$ ],
If[εfut[inj] > εmax,
(*уменьшение*)
If[If[tdw_{type, inj} == 0, key_{type, inj} = 1; Mb_{type, inj} = MD_{type, inj};
tup_{type, inj} = 0; ΔT1_{type, inj} = ΔTd1_{type, inj} [ε[inj]]; tdw_{type, inj} = t];
MD_{type, inj} > k Mmax && t ≤ tdw_{type, inj} + ΔT1_{type, inj},
MD_{type, inj} = -dm (t - tdw_{type, inj}) + Mb_{type, inj},
If[t ≤ tdw_{type, inj} + ΔT1_{type, inj} + ΔT2_{type, inj},
MD_{type, inj}, tdw_{type, inj} = 0; MD_{type, inj} ] ] ,
If[εfut[inj] < εmin,
(*увеличение*)
If[If[tup_{type, inj} == 0, Mb_{type, inj} = MD_{type, inj};
tdw_{type, inj} = 0; ΔT1_{type, inj} = ΔTd1_{type, inj} [ε[inj]]; tup_{type, inj} = t];

```



```

    9, funPT[1]; funPT[2]; funPT[3],
    10, funPT[2]; funPT[3]; funPT[4],
    _, Print["Error PT value"]],
2, funPT[PT_] := Switch[PT,
    0, Null,
    1, Md1[t_] := AMoment[t, di, t1, Mdi]; Md2[t_] := AMoment[t, di, t2, Mdi],
    2, Md11[t_] := AMoment[t, din, 111, Mdin]; Md12[t_] := AMoment[t, din, 121, Mdin];
    Md21[t_] := AMoment[t, din, 211, Mdin]; Md22[t_] := AMoment[t, din, 221, Mdin],
    3, Ms111[t_] := AMoment[t, sinj, 111, Msinj]; Ms112[t_] := Ms111[t];
    Ms121[t_] := AMoment[t, sinj, 121, Msinj]; Ms122[t_] := Ms121[t];
    Ms211[t_] := AMoment[t, sinj, 211, Msinj]; Ms212[t_] := Ms211[t];
    Ms221[t_] := AMoment[t, sinj, 221, Msinj]; Ms222[t_] := Ms221[t],
    4, Mt1[t_] := AMoment[t, ti, t1, Mti]; Mt2[t_] := AMoment[t, ti, t2, Mti],
    5, funPT[1]; funPT[2],
    6, funPT[1]; funPT[4],
    7, funPT[1]; funPT[3],
    8, funPT[2]; funPT[3],
    9, funPT[1]; funPT[2]; funPT[3],
    10, funPT[2]; funPT[3]; funPT[4],
    _, Print["Error PT value"]],
3, funPT[PT_] := Switch[PT,
    0, Null,
    1, Md1[t_] := AMoment[t, di, t1, Mdi]; Md2[t_] := AMoment[t, di, t2, Mdi],
    2, Md11[t_] := AMoment[t, din, 111, Mdin]; Md12[t_] := AMoment[t, din, 121, Mdin];
    Md21[t_] := AMoment[t, din, 211, Mdin]; Md22[t_] := AMoment[t, din, 221, Mdin],
    3, Ms111[t_] := AMoment[t, sinj, 111, Msinj]; Ms112[t_] := AMoment[t, sinj, 112, Msinj];
    Ms121[t_] := AMoment[t, sinj, 121, Msinj]; Ms122[t_] := AMoment[t, sinj, 122, Msinj];
    Ms211[t_] := AMoment[t, sinj, 211, Msinj]; Ms212[t_] := AMoment[t, sinj, 212, Msinj];
    Ms221[t_] := AMoment[t, sinj, 221, Msinj]; Ms222[t_] := AMoment[t, sinj, 222, Msinj],
    4, Mt1[t_] := AMoment[t, ti, t1, Mti]; Mt2[t_] := AMoment[t, ti, t2, Mti],
    5, funPT[1]; funPT[2],
    6, funPT[1]; funPT[4],
    7, funPT[1]; funPT[3],
    8, funPT[2]; funPT[3],
    9, funPT[1]; funPT[2]; funPT[3],
    10, funPT[2]; funPT[3]; funPT[4],
    _, Print["Error PT value"]],
_, Print["Error PP value"];
funPT[PT];

typeM = Switch[PT,
    0, Mmax = 0; data = {}; "0 - без торможения",
    1, Mmax = Mdi; data = {Hold@dataD1, Hold@dataD2};
    "1 - торможение только трансмиссионным дисковым тормозом",
    2, Mmax = Mdin; data = {Hold@dataD11, Hold@dataD12, Hold@dataD21, Hold@dataD22};
    "2 - торможение только осевым дисковым тормозом",
    3, Mmax = Msinj; data = {Hold@dataS111, Hold@dataS121, Hold@dataS211,

```

```

    Hold@dataS221}; "3 - торможение только колесно-колодочным тормозом",
4, Mmax = Mti; data = {Hold@dataT1, Hold@dataT2};
"4 - торможение только двигателем",
5, Mmax = Mdi + Mdin; data = {Hold@dataD1, Hold@dataD2, Hold@dataD11, Hold@dataD21};
"5 - комбинированное торможение трансмиссионным и осевым дисковыми тормозами",
6, Mmax = Mdi + Mti; data = {Hold@dataD1, Hold@dataD2, Hold@dataT1, Hold@dataT2};
"6 - комбинированное торможение трансмиссионным дисковым тормозом и двигателем",
7, Mmax = Mdi + Msinj; data = {Hold@dataD1, Hold@dataD2,
    Hold@dataS111, Hold@dataS221}; "7 - комбинированное торможение
    трансмиссионным дисковым и колесно-колодочным тормозами",
8, Mmax = Mdin + Msinj; data = {Hold@dataD11, Hold@dataD22,
    Hold@dataS111, Hold@dataS221};
"8 - комбинированное торможение осевым дисковым и колесно-колодочным тормозами",
9, Mmax = Mdi + Mdin + Msinj; data = {Hold@dataD1, Hold@dataD2,
    Hold@dataD11, Hold@dataD22, Hold@dataS111, Hold@dataS221};
"9 - комбинированное торможение трансмиссионным и осевым
    дисковыми, а также колесно-колодочным тормозами",
10, Mmax = Mdin + Msinj + Mti; data = {Hold@dataD11, Hold@dataD22,
    Hold@dataS111, Hold@dataS221, Hold@dataT1, Hold@dataT2};
"10 - комбинированное торможение осевым дисковым, колесно-колодочным
    тормозами и двигателем",
_ /
Null];

```

■ Константы

(*Константы*)

$g_0 = 9.80602;$

(*Параметры, зависящие от признака торможения*)

```

Switch[PT,
0, m111 = 171.; m112 = 160.; m121 = 171.; m122 = 160.; m211 = 160.; m212 = 171.; m221 = 160.;
m222 = 171.; Iy111 = 5.2; Iy112 = 5.4; Iy121 = 5.2; Iy122 = 5.4; Iy211 = 5.4; Iy212 = 5.2;
Iy221 = 5.4; Iy222 = 5.2; cφ111 = 11. × 106; cφ112 = 11. × 106; cφ121 = 11. × 106;
cφ122 = 11. × 106; cφ211 = 11. × 106; cφ212 = 11. × 106; cφ221 = 11. × 106; cφ222 = 11. × 106,
1, m111 = 176.; m112 = 155.; m121 = 176.; m122 = 155.; m211 = 155.; m212 = 176.;
m221 = 155.; m222 = 176.; Iy111 = 6.2; Iy112 = 4.6; Iy121 = 6.2; Iy122 = 4.6; Iy211 = 4.6;
Iy212 = 6.2; Iy221 = 4.6; Iy222 = 6.2; cφ111 = 4.8 × 106; cφ112 = 20. × 106; cφ121 = 4.8 × 106;
cφ122 = 20. × 106; cφ211 = 20. × 106; cφ212 = 4.8 × 106; cφ221 = 20. × 106; cφ222 = 4.8 × 106,
2, m111 = 156.; m112 = 175.; m121 = 156.; m122 = 175.; m211 = 175.; m212 = 156.;
m221 = 175.; m222 = 156.; Iy111 = 3.9; Iy112 = 6.2; Iy121 = 3.9; Iy122 = 6.2; Iy211 = 6.2;
Iy212 = 3.9; Iy221 = 6.2; Iy222 = 3.9; cφ111 = 12. × 106; cφ112 = 23. × 106; cφ121 = 12. × 106;
cφ122 = 23. × 106; cφ211 = 23. × 106; cφ212 = 12. × 106; cφ221 = 23. × 106; cφ222 = 12. × 106,
3, m111 = 171.; m112 = 160.; m121 = 171.; m122 = 160.; m211 = 160.; m212 = 171.;
m221 = 160.; m222 = 171.; Iy111 = 5.2; Iy112 = 5.4; Iy121 = 5.2; Iy122 = 5.4; Iy211 = 5.4;
Iy212 = 5.2; Iy221 = 5.4; Iy222 = 5.2; cφ111 = 11. × 106; cφ112 = 11. × 106; cφ121 = 11. × 106;
cφ122 = 11. × 106; cφ211 = 11. × 106; cφ212 = 11. × 106; cφ221 = 11. × 106; cφ222 = 11. × 106,

```

$4, m_{111} = 176.; m_{112} = 155.; m_{121} = 176.; m_{122} = 155.; m_{211} = 155.; m_{212} = 176.;$
 $m_{221} = 155.; m_{222} = 176.; I_{y111} = 6.2; I_{y112} = 4.6; I_{y121} = 6.2; I_{y122} = 4.6; I_{y211} = 4.6;$
 $I_{y212} = 6.2; I_{y221} = 4.6; I_{y222} = 6.2; c_{\varphi111} = 4.8 \times 10^6; c_{\varphi112} = 20. \times 10^6; c_{\varphi121} = 4.8 \times 10^6;$
 $c_{\varphi122} = 20. \times 10^6; c_{\varphi211} = 20. \times 10^6; c_{\varphi212} = 4.8 \times 10^6; c_{\varphi221} = 20. \times 10^6; c_{\varphi222} = 4.8 \times 10^6,$
 $5, m_{111} = 156.; m_{112} = 155.; m_{121} = 156.; m_{122} = 155.; m_{211} = 155.; m_{212} = 156.;$
 $m_{221} = 155.; m_{222} = 149.; I_{y111} = 3.9; I_{y112} = 4.6; I_{y121} = 3.9; I_{y122} = 4.6; I_{y211} = 4.6;$
 $I_{y212} = 3.9; I_{y221} = 4.6; I_{y222} = 3.9; c_{\varphi111} = 12. \times 10^6; c_{\varphi112} = 20. \times 10^6; c_{\varphi121} = 12. \times 10^6;$
 $c_{\varphi122} = 20. \times 10^6; c_{\varphi211} = 20. \times 10^6; c_{\varphi212} = 12. \times 10^6; c_{\varphi221} = 20. \times 10^6; c_{\varphi222} = 12. \times 10^6,$
 $6, m_{111} = 176.; m_{112} = 155.; m_{121} = 176.; m_{122} = 155.; m_{211} = 155.; m_{212} = 176.;$
 $m_{221} = 155.; m_{222} = 176.; I_{y111} = 6.2; I_{y112} = 4.6; I_{y121} = 6.2; I_{y122} = 4.6; I_{y211} = 4.6;$
 $I_{y212} = 6.2; I_{y221} = 4.6; I_{y222} = 6.2; c_{\varphi111} = 4.8 \times 10^6; c_{\varphi112} = 20. \times 10^6; c_{\varphi121} = 4.8 \times 10^6;$
 $c_{\varphi122} = 20. \times 10^6; c_{\varphi211} = 20. \times 10^6; c_{\varphi212} = 4.8 \times 10^6; c_{\varphi221} = 20. \times 10^6; c_{\varphi222} = 4.8 \times 10^6,$
 $7, m_{111} = 176.; m_{112} = 155.; m_{121} = 176.; m_{122} = 155.; m_{211} = 155.; m_{212} = 176.;$
 $m_{221} = 155.; m_{222} = 176.; I_{y111} = 6.2; I_{y112} = 4.6; I_{y121} = 6.2; I_{y122} = 4.6; I_{y211} = 4.6;$
 $I_{y212} = 6.2; I_{y221} = 4.6; I_{y222} = 6.2; c_{\varphi111} = 4.8 \times 10^6; c_{\varphi112} = 20. \times 10^6; c_{\varphi121} = 4.8 \times 10^6;$
 $c_{\varphi122} = 20. \times 10^6; c_{\varphi211} = 20. \times 10^6; c_{\varphi212} = 4.8 \times 10^6; c_{\varphi221} = 20. \times 10^6; c_{\varphi222} = 4.8 \times 10^6,$
 $8, m_{111} = 156.; m_{112} = 175.; m_{121} = 156.; m_{122} = 175.; m_{211} = 175.; m_{212} = 156.;$
 $m_{221} = 175.; m_{222} = 156.; I_{y111} = 3.9; I_{y112} = 6.2; I_{y121} = 3.9; I_{y122} = 6.2; I_{y211} = 6.2;$
 $I_{y212} = 3.9; I_{y221} = 6.2; I_{y222} = 3.9; c_{\varphi111} = 12. \times 10^6; c_{\varphi112} = 23. \times 10^6; c_{\varphi121} = 12. \times 10^6;$
 $c_{\varphi122} = 23. \times 10^6; c_{\varphi211} = 23. \times 10^6; c_{\varphi212} = 12. \times 10^6; c_{\varphi221} = 23. \times 10^6; c_{\varphi222} = 12. \times 10^6,$
 $9, m_{111} = 156.; m_{112} = 155.; m_{121} = 156.; m_{122} = 155.; m_{211} = 155.; m_{212} = 156.;$
 $m_{221} = 155.; m_{222} = 156.; I_{y111} = 3.9; I_{y112} = 4.6; I_{y121} = 3.9; I_{y122} = 4.6; I_{y211} = 4.6;$
 $I_{y212} = 3.9; I_{y221} = 4.6; I_{y222} = 3.9; c_{\varphi111} = 12. \times 10^6; c_{\varphi112} = 20. \times 10^6; c_{\varphi121} = 12. \times 10^6;$
 $c_{\varphi122} = 20. \times 10^6; c_{\varphi211} = 20. \times 10^6; c_{\varphi212} = 12. \times 10^6; c_{\varphi221} = 20. \times 10^6; c_{\varphi222} = 12. \times 10^6,$
 $10, m_{111} = 156.; m_{112} = 155.; m_{121} = 156.; m_{122} = 155.; m_{211} = 155.; m_{212} = 156.;$
 $m_{221} = 155.; m_{222} = 149.; I_{y111} = 3.9; I_{y112} = 4.6; I_{y121} = 3.9; I_{y122} = 4.6; I_{y211} = 4.6;$
 $I_{y212} = 3.9; I_{y221} = 4.6; I_{y222} = 3.9; c_{\varphi111} = 12. \times 10^6; c_{\varphi112} = 20. \times 10^6; c_{\varphi121} = 12. \times 10^6;$
 $c_{\varphi122} = 20. \times 10^6; c_{\varphi211} = 20. \times 10^6; c_{\varphi212} = 12. \times 10^6; c_{\varphi221} = 20. \times 10^6; c_{\varphi222} = 12. \times 10^6,$
 $_, Null];$

(*Массы*)

$m_k = 3077.;$
 $m_1 = 3544.; m_2 = 3453.;$
 $m_{\varphi z} = 64.4; m_{\varphi y} = 63.4; m_{11} = 655.5; m_{12} = 660.; m_{21} = 660.; m_{22} = 655.5;$
 $m_m = 38.45; m_g = 0.359;$
 $m_{roc} = m_k + (m_1 + m_2); m_B = 6. \times 10^3; m_{sp} = 1260.; m_c = \text{If}[n_B == 0, 0.0005, n_B m_B];$
 $G_{1110} = G_{1120} = G_{1210} = G_{1220} = 12\,459.8; G_{2110} = G_{2120} = G_{2210} = G_{2220} = 12\,236.7;$

(*Моменты инерции*)

$I_{t1} = 0.2; I_{t2} = 0.2;$
 $I_{y11} = 18.0; I_{y12} = 19.2; I_{y21} = 19.2; I_{y22} = 18.0;$
 $I_{y1} = 8243.0; I_{y2} = 8243.0; I_{x1} = 1400.0; I_{x2} = 1400.0; I_{z1} = 8577.0;$
 $I_{z2} = 8577.0; I_{yk} = 5646.; I_{xk} = 355.6; I_{zk} = 5788.; I_{yB} = 5000.;$
 $I_{xB} = 300.; I_{zB} = 5000.; I_{z11} = I_{z22} = 28.48; I_{z12} = I_{z21} = 29.4;$

(*Жесткости*)

$$\begin{aligned}
c_c &= 7. \times 10^6; \\
c_k &= 1.5 \times 10^8; c_x = 4. \times 10^5; c_z = 6. \times 10^5; c_y = 2.13 \times 10^5; c_{oz} = 147. \times 10^6; c_{oy} = 40.4 \times 10^6; \\
c_{\varphi 11} &= 2.8 \times 10^4; c_{\varphi 12} = 2.0 \times 10^4; c_{\varphi 21} = 2.0 \times 10^4; c_{\varphi 22} = 2.8 \times 10^4; \\
c_{xg} &= 1. \times 10^6; c_{xm} = 2. \times 10^6; c_{zg} = 4. \times 10^6; c_{zm} = 0. \times 10^6; c_{yg} = 2. \times 10^6; c_{ym} = 3. \times 10^6;
\end{aligned}$$

(*Коэффициенты диссипации*)

$$\begin{aligned}
\beta_c &= 1000.; \\
\beta_k &= 100.; \beta_{kzyx} = 200.; \beta_x = 10.; \beta_z = 50.; \beta_y = 15 \times 10^3; \\
\beta_{oz} &= 7.72 \times 10^6; \beta_{oy} = 40.8 \times 10^6; \beta_{\varphi 111} = 10.; \beta_{\varphi 112} = 10.; \beta_{\varphi 121} = 10.; \\
\beta_{\varphi 122} &= 10.; \beta_{\varphi 211} = 10.; \beta_{\varphi 212} = 10.; \beta_{\varphi 221} = 10.; \beta_{\varphi 222} = 10.; \\
\beta_{\varphi 11} &= 5; \beta_{\varphi 12} = 5; \beta_{\varphi 21} = 5; \beta_{\varphi 22} = 5; \\
\beta_{xg} &= 2; \beta_{xm} = 2; \beta_{zg} = 2; \beta_{zm} = 2; \beta_{yg} = 2; \beta_{ym} = 2;
\end{aligned}$$

(*Геометрические и кинематические параметры*)

$$\begin{aligned}
s_p &= 0.9; s_c = 2.656; s_b = 1.150; s_k = 4.300; s_B = 3.575; \\
h_c &= 0.310; h_{ct} = 0.148; h_{cs} = 0.255; h_k = 0.589; h_{cB} = 0.45; \\
u_t &= 10.93; r = 0.265; a_p = 1.25; b_p = 0.63; u_p = 1.397; \mu = \frac{1}{7}; \\
s_{kk} &= 0.890; \delta_0 = 75. \frac{\pi}{180}; c = 0.022; r_p = 0.012; s_{bB} = 1.10;
\end{aligned}$$

(*Параметры сопротивления движению*)

$$\begin{aligned}
W_0 &= 306.8; w_B = 0.07; \\
\alpha_{ck} &= 9.; \delta_{max} = 30.;
\end{aligned}$$

(*Параметры сцепления колеса с рельсом и
рельсовых тормозов от относительных скольжения*)

$$\begin{aligned}
f_0 &= k_{gp} \frac{\psi_{gg}}{\psi_0} \left(-0.016935 (100)^{5/11} + 0.195576 \operatorname{Tanh}[150] \right); \\
f_g [t] &:= k_{mg} k_{vf} [t] \frac{\psi_{ggg}}{\psi_0} \left(-0.016935 (100)^{5/11} + 0.195576 \operatorname{Tanh}[150] \right); \\
f_m [t] &:= k_{mg} k_{vf} [t] \frac{\psi_{ggm}}{\psi_0} \left(-0.016935 (100)^{5/11} + 0.195576 \operatorname{Tanh}[150] \right);
\end{aligned}$$

$$A_k = \frac{4 (G f_0 + \alpha_{ck} \delta_{max})}{\pi^2 \operatorname{Sin} \left[\frac{\pi G f_0}{G f_0 + \alpha_{ck} \delta_{max}} \right]}; B_k = \frac{4 (G f_0 + \alpha_{ck} \delta_{max})}{9 \pi^2 \operatorname{Sin} \left[\frac{3 \pi G f_0}{G f_0 + \alpha_{ck} \delta_{max}} \right]};$$

$\psi_{gg} = 0.17$; (*Коэффициент сцепления колеса с
рельсом по условиям загрязненности рельсового пути*)

$\psi_0 = 0.17$; (*Коэффициент сцепления колеса с рельсом на сухих чистых рельсах*)

$k_{gp} = 1.$; (*Коэффициент сгруппированности привода тяговой секции локомотива -
индивидуальный или групповой*)

$\psi_{aaa} = 0.55$; (*Коэффициент сцепления тормозной колодки

гравитационного тормоза с рельсом на сухих чистых рельсах*) (*равен 0, 55 для композитной колодки ТИИР 300 и 0,35 для чугунных колодок*)

$\psi_{ggt} = 0.35$; (*Кoeffициент сцепления тормозной колодки

магниторельсового тормоза с рельсом на сухих чистых рельсах*) (*равен 0, 35 для полюсных наконечников из первичного железа марки Р19.5 и 0, 25 для для стальных Сп.Зкп*)

$k_{mg} = 1.0$; (*Кoeffициент зачистки тормозной колодкой магниторельсового или гравитационного тормоза загрязненных рельсового пути*)

(*Параметры рельсовых тормозов*)

$l_m = 0.25$; $a_m = 1.258$; $L = 0.280$; $l = 0.01$; $B = \frac{2.2}{0.425}$; $S_m = 6862 \times 10^{-6}$; $\mu_0 = 4. \pi \times 10^{-7}$;

$F_{ny0} := \frac{B^2 S_m}{2. \mu_0}$;

$Y = 2000.$; $F_m = 1250.$; $F_g = G (1 - k_{gmax}) fg$; $fg = 0.11$;

(*Неровности пути*)

(*Лыски*)

$l_r = 0.000$; (*начальные углы расположения первой лыски на колесах*) $\varphi_{1110} = 0.$;

$\varphi_{1120} = \frac{\pi}{4}$; $\varphi_{1210} = \frac{\pi}{2}$; $\varphi_{1220} = \frac{3\pi}{4}$; $\varphi_{2110} = 2. \pi$; $\varphi_{2120} = \frac{9\pi}{4}$; $\varphi_{2210} = 3. \pi$; $\varphi_{2220} = \frac{13\pi}{4}$;

(*длинные синусоидальные*)

$l_{sin} = 0.00001$; $h_s = 0.000$; $N_{sin} = c_z h_s$; (*Длинная синусоидальная неровность*)

(*параметры силового контакта колеса с рельсом*)

$c_{kol} = 4.6 \times 10^8$; $cm = \sqrt{c_{kol} m_{oz}}$;

$k_d = 1.6 \times 10^{-5}$; $\beta_d = 1.2$; $\gamma_d = 1.4$; $l_w = 1.5$; $G = \frac{m_{loc}}{8} g_0$; $i_{dcp} = k_d \beta_d \gamma_d l_w G$;

(*короткий динамический прогиб рельсовых нитей*)

$l_{cp} = 2.85$; $c_{oz} = 147 \times 10^6$;

$Table [cm_{M[i,n,j]} = \sqrt{c_{oz} m_{M[i,n,j]}} , \{i, 2\}, \{n, 2\}, \{j, 2\}]$;

■ Расчетные формулы

```

(*Расчет*)
(*Координаты центров тел поезда на прямой*)
S1[t_] := x1[t] + xStart;
S2[t_] := S1[t] - sk;
Sk[t_] := S1[t] -  $\frac{s_k}{2}$ ;
S11[t_] := S1[t] +  $\frac{s_b}{2}$ ;
S111[t_] := S1[t] +  $\frac{s_b}{2}$ ;
S112[t_] := S1[t] +  $\frac{s_b}{2}$ ;
S12[t_] := S1[t] -  $\frac{s_b}{2}$ ;
S121[t_] := S1[t] -  $\frac{s_b}{2}$ ;
S122[t_] := S1[t] -  $\frac{s_b}{2}$ ;
S21[t_] := S2[t] +  $\frac{s_b}{2}$ ;
S211[t_] := S2[t] +  $\frac{s_b}{2}$ ;
S212[t_] := S2[t] +  $\frac{s_b}{2}$ ;
S22[t_] := S2[t] -  $\frac{s_b}{2}$ ;
S221[t_] := S2[t] -  $\frac{s_b}{2}$ ;
S222[t_] := S2[t] -  $\frac{s_b}{2}$ ;
Sg[t_] := S2[t] - sc -  $\frac{n_g s_g}{2}$ ;
Table[SM[g,i,j][t_] := Evaluate[Si[t]], {i, 2}, {j, 2}];
Table[SM[m,i,j,m][t_] := Evaluate[Si[t] + (-1)j (am + (m-1) (L-1))],
  {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];
Table[SM[g,n][t_] := Evaluate[S2[t] - sc -  $\frac{n s_g}{2}$ ], {n, 0, ng};

```

```

(*Продольные и поперечные уклоны,
а также радиусы пути под элементами подвижного состава*)
Table[RM[inj][t_] := Evaluate[Piecewise[{{R[Sinj[t]], Abs[R[Sinj[t]]] ≥ 20.},
{20., 0. ≤ R[Sinj[t]] < 20.}, {-20., -20. < R[Sinj[t]] < 0.}}]],
{inj, {(*B,*)k, 1, 11, 12, 111, 112, 121, 122, 2, 21, 22, 211, 212, 221, 222}}];
Table[iM[p,inj][t_] := Evaluate[ip[Sinj[t]]],
{inj, {B, k, 1, 11, 12, 111, 112, 121, 122, 2, 21, 22, 211, 212, 221, 222}}];
Table[iM[s,inj][t_] := Evaluate[is[Sinj[t]]],
{inj, {B, k, 1, 11, 12, 111, 112, 121, 122, 2, 21, 22, 211, 212, 221, 222}}];
Table[iM[sg,i,j][t_] := Evaluate[is[SM[sg,i,j][t]]], {i, 2}, {j, 2};
Table[iM[pm,i,j,m][t_] := Evaluate[ip[SM[pm,i,j,m][t]]], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3};
Table[sM[p,inj][t_] := Evaluate[sp[Sinj[t]]],
{inj, {B, k, 1, 11, 12, 111, 112, 121, 122, 2, 21, 22, 211, 212, 221, 222}}];
Table[sM[pg,i,j][t_] := Evaluate[sp[SM[pg,i,j][t]]], {i, 2}, {j, 2};
Table[RM[p,inj][t_] :=
Evaluate[Which[ip'[Sinj[t]] ≠ 0., Evaluate@Piecewise[{{Evaluate[ $\frac{1}{i_p'[S_{inj}[t]]}$ ],
Evaluate[Abs[ $\frac{1}{i_p'[S_{inj}[t]]}$ ]] ≥ 20.}, {20., 0. ≤ Evaluate[ $\frac{1}{i_p'[S_{inj}[t]]}$ ] < 20.},
{-20., -20. < Evaluate[ $\frac{1}{i_p'[S_{inj}[t]]}$ ] < 0.}}], True, 1010]],
{inj, {B, k, 1, 11, 12, 111, 112, 121, 122, 2, 21, 22, 211, 212, 221, 222}}];
Table[RM[m,i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[
{{R[SM[m,i,j,m][t]], Abs[R[SM[m,i,j,m][t]]] ≥ 20.}, {20., 0. ≤ R[SM[m,i,j,m][t]] < 20.},
{-20., -20. < R[SM[m,i,j,m][t]] < 0.}}]], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3};
Table[RM[pm,i,j,m][t_] := Evaluate[Which[ip'[SM[pm,i,j,m][t]] ≠ 0.,
Evaluate@Piecewise[{{Evaluate[ $\frac{1}{i_p'[S_{M[pm,i,j,m]}[t]}$ ],
Evaluate[Abs[ $\frac{1}{i_p'[S_{M[pm,i,j,m]}[t]}$ ]] ≥ 20.},
{20., 0. ≤ Evaluate[ $\frac{1}{i_p'[S_{M[pm,i,j,m]}[t]}$ ] < 20.},
{-20., -20. < Evaluate[ $\frac{1}{i_p'[S_{M[pm,i,j,m]}[t]}$ ] < 0.}}],
True, 1010]], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3};
Table[RM[s,n][t_] := Evaluate[R[SM[s,n][t]]], {n, 0, ns};
Table[RM[ps,n][t_] := Evaluate[
Which[ip'[SM[ps,n][t]] ≠ 0., Evaluate@Piecewise[{{Evaluate[ $\frac{1}{i_p'[S_{M[ps,n]}[t]}$ ],
Evaluate[Abs[ $\frac{1}{i_p'[S_{M[ps,n]}[t]}$ ]] ≥ 20.},
{20., 0. ≤ Evaluate[ $\frac{1}{i_p'[S_{M[ps,n]}[t]}$ ] < 20.},
{-20., -20. < Evaluate[ $\frac{1}{i_p'[S_{M[ps,n]}[t]}$ ] < 0.}}], True, 1010]], {n, 0, ns};
Rs[t_] := Evaluate[R[Ss[t]]];

```

(*Сила на сцепке и среднее дополнительное сопротивление вагонетки на кривой*)

$F_c[t_] := m_c x_c''[t];$

$w_{BR}[t_] := Evaluate[If[n_B == 0, 0, \frac{1}{n_B}$
 $\left(\sum_{n=1}^{n_B} \left(Piecewise \left[\left\{ \left\{ 2.23 s_{Bp} \frac{m_B - m_{Bp}}{m_B} \frac{\psi_{gg}}{\psi_0} \frac{1}{Abs[R_{M[B,n]}[t]]}, 20. < Abs[R_{M[B,n]}[t]] < 1000. \right\}, \right. \right. \right.$
 $\left. \left. \left. \left\{ 0., Abs[R_{M[B,n]}[t]] \geq 1000. \right\}, \left\{ 0.0969, Abs[R_{M[B,n]}[t]] \leq 20. \right\} \right\} \right) \right] \right];$

(*Если движение прямолинейное*)

(* $w_{BR}[t_] := 0.$;*)

(*Динамические нагрузки от единичных неровностей пути*)

(*От лысок длиной l_f на колесах*)

$Table[N_{M[f,i,n,j]}[t_] :=$
 $Evaluate \left[\left(x_{M[i,n,j]} \right)' [t] \frac{l_f}{2 r} \frac{FractionalPart[\varphi_{M[i,n,j]}[t] + \varphi_{M[i,n,j]} * 10]}{2 \pi} \right], \{i,$
 $2\}, \{n, 2\}, \{j, 2\}];$

(*От проседания рельсов на стыках*)

$Table[N_{M[f,i,n,j]}[t_] := Evaluate \left[\left(x_{M[i,n,j]} \right)' [t] \frac{l_{fL}[S_{M[i,n,j]}[t]]}{2 r} \text{ cm} \right],$
 $\{i, 2\}, \{n, 2\}, \{j, \{1\}\}];$

$Table[N_{M[f,i,n,j]}[t_] := Evaluate \left[\left(x_{M[i,n,j]} \right)' [t] \frac{l_{fR}[S_{M[i,n,j]}[t]]}{2 r} \text{ cm} \right],$
 $\{i, 2\}, \{n, 2\}, \{j, \{2\}\}];$

(*От ступенек рельсов на стыках*)

$Table[N_{M[c,i,n,j]}[t_] := Evaluate \left[2 \left(x_{M[i,n,j]} \right)' [t] \sqrt{\frac{h_L[S_{M[i,n,j]}[t]]}{1000 \times 2 r}} \text{ cm} \right],$
 $\{i, 2\}, \{n, 2\}, \{j, \{1\}\}];$

$Table[N_{M[c,i,n,j]}[t_] := Evaluate \left[2 \left(x_{M[i,n,j]} \right)' [t] \sqrt{\frac{h_R[S_{M[i,n,j]}[t]]}{1000 \times 2 r}} \text{ cm} \right],$
 $\{i, 2\}, \{n, 2\}, \{j, \{2\}\}];$

(*От длинных проседаний рельсов. Координаты l_{dL} и l_{dR} - точки выхода колес из неровности*)

Table[N_M[d,i,n,j][t_] := Evaluate[(x_M[i,n,j])' [t] i_{dcp} $\frac{l_{dL}[S_{M[i,n,j]}[t]]}{l_{cp}}$ cm_M[i,n,j]],
 {i, 2}, {n, 2}, {j, {1}}];

Table[N_M[d,i,n,j][t_] := Evaluate[(x_M[i,n,j])' [t] i_{dcp} $\frac{l_{dR}[S_{M[i,n,j]}[t]]}{l_{cp}}$ cm_M[i,n,j]],
 {i, 2}, {n, 2}, {j, {2}}];

(*От длинных синусоидальных неровностей длиной l_{sin} и высотой N_{sin}*)

Table[N_M[s,i,n,j][t_] := Evaluate[N_{sin} Sin[$\frac{2\pi S_{M[i,n,j]}[t]}{l_{sin}}$]], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

(*Реакции рельсов под колесами*)

Table[N_M[i,n,j][t_] := Evaluate[k_M[g,i,j][t]
 ((m_i g₀ + m_k g₀ ($\frac{1}{2}$ Cos[ArcTan[i_M[p,i][t]]] + (-1)ⁿ Sin[ArcTan[i_M[p,i][t]]]] $\frac{h_{cs}}{s_k}$)
 (Cos[ArcTan[i_M[s,i][t]]] + (-1)^j Sin[ArcTan[i_M[s,i][t]]]] $\frac{h_{cs}}{s_{M[p,i,n,j]}[t]}$))
 ($\frac{1}{2}$ Cos[ArcTan[i_M[p,i][t]]] + (-1)ⁿ Sin[ArcTan[i_M[p,i][t]]]] $\frac{h_{ct} + r}{s_b}$)
 ($\frac{1}{2}$ Cos[ArcTan[i_M[s,i,n,j][t]]] + (-1)^j Sin[ArcTan[i_M[s,i,n,j][t]]]] $\frac{h_{ct} + r}{s_{M[p,i,n,j]}[t]}$)) -
 (x_i)'' [t] (- (-1)ⁿ m_i $\frac{h_{ct} + r}{2 s_b}$ - (-1)ⁱ m_k $\frac{h_{cs}}{4 s_k}$)) - $\frac{1}{4}$ (m_i + $\frac{m_k}{2}$) $\frac{(x_i' [t])^2}{R_{M[p,i,n,j]}[t]}$ +
 N_M[r,i,n,j][t] + N_M[f,i,n,j][t] + N_M[c,i,n,j][t] + N_M[d,i,n,j][t] +
 N_M[s,i,n,j][t], {i, {1}}, {n, 2}, {j, 2}];

Table[N_M[i,n,j][t_] := Evaluate[k_M[g,i,j][t]
 ((m_i g₀ + m_k g₀ ($\frac{1}{2}$ Cos[ArcTan[i_M[p,i][t]]] + (-1)ⁿ Sin[ArcTan[i_M[p,i][t]]]] $\frac{h_{cs}}{s_k}$)
 (Cos[ArcTan[i_M[s,i][t]]] + (-1)^j Sin[ArcTan[i_M[s,i][t]]]] $\frac{h_{cs}}{s_{M[p,i,n,j]}[t]}$))
 ($\frac{1}{2}$ Cos[ArcTan[i_M[p,i][t]]] + (-1)ⁿ Sin[ArcTan[i_M[p,i][t]]]] $\frac{h_{ct} + r}{s_b}$)
 ($\frac{1}{2}$ Cos[ArcTan[i_M[s,i,n,j][t]]] + (-1)^j Sin[ArcTan[i_M[s,i,n,j][t]]]] $\frac{h_{ct} + r}{s_{M[p,i,n,j]}[t]}$)) -
 (x_i)'' [t] (- (-1)ⁿ m_i $\frac{h_{ct} + r}{2 s_b}$ - (-1)ⁱ m_k $\frac{h_{cs}}{4 s_k}$)) + (-1)ⁿ $\frac{F_c[t] h_c}{2 s_b}$ -

$$\frac{1}{4} \left(m_i + \frac{m_k}{2} \right) \frac{(x_i)' [t]^2}{R_{M[p,i,n,j]} [t]} + N_{M[r,i,n,j]} [t] + N_{M[f,i,n,j]} [t] + N_{M[e,i,n,j]} [t] + N_{M[d,i,n,j]} [t] + N_{M[s,i,n,j]} [t], \{i, \{2\}\}, \{n, 2\}, \{j, 2\};$$

(*Нагрузки на колеса от силы веса локомотива с учетом неровностей*)

Table[G_M[i,n,j][t_] := Evaluate[N_M[i,n,j][t], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

(*Продольное сопротивление движению колес*)

Table[W_M[x,i,n,j][t_] := Evaluate[Piecewise[{{A_k Sin[Abs[ε_M[i,n,j][t]]] + B_k Sin[3 Abs[ε_M[i,n,j][t]]] + W₀, (φ_M[i,n,j])' [t] ≥ 0.}, {A_k Sin[Abs[ε_M[i,n,j][t]]] + B_k Sin[3 Abs[ε_M[i,n,j][t]]], (φ_M[i,n,j])' [t] < 0.}}], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

(*Тормозные силы под колесами*)

Table[F_M[i,n,j][t_] := Evaluate[ψ_M[i,n,j][t] N_M[i,n,j][t], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

(*Относительные скольжения продольные*)

Table[ε_M[t,i][t_] := Evaluate[Piecewise[{{ $\frac{(x_i)' [t] - r \frac{(\varphi_{M[t,i])' [t]}{u_i}}{(x_i)' [t]}$, (φ_M[t,i])' [t] ≥ 0.}, {1, (φ_M[t,i])' [t] < 0.}}], {i, 2}];

Table[ε_M[i,n,j][t_] := Evaluate[Piecewise[{{ $\frac{(x_{M[i,n,j]})' [t] - r (\varphi_{M[i,n,j]})' [t]}{(x_{M[i,n,j]})' [t]}$, (φ_M[i,n,j])' [t] ≥ 0.}, {1, (φ_M[i,n,j])' [t] < 0.}}], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

(*Скорость изменения относительных скольжения по t*)

Table[dε[M[t, i]] := Evaluate[∂_t ε_M[t,i][t], {i, 2}];

Table[dε[M[i, n, j]] := Evaluate[∂_t ε_M[i,n,j][t], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

(*Коэффициенты сцепления колес с рельсами*)

Table[ψ_M[g,inj][t_] := Evaluate[Piecewise[{{ψ_L[S_{inj}[t]], ψ_L[S_{inj}[t]] > 0.01}, {ψ_{gg}, ψ_L[S_{inj}[t]] ≤ 0.01}}], {inj, {111, 121, 211, 221}}];

Table[ψ_M[g,inj][t_] := Evaluate[Piecewise[{{ψ_R[S_{inj}[t]], ψ_R[S_{inj}[t]] > 0.01}, {ψ_{gg}, ψ_R[S_{inj}[t]] ≤ 0.01}}], {inj, {112, 122, 212, 222}}];

Table[ψ_{inj*10}[t_] := Evaluate[k_{gp} $\frac{\psi_{M[g,inj]} [t]}{\psi_0}$ (-0.016935 (100 ε_{inj}[t])^{5/11} + 0.195576 Tanh[150 ε_{inj}[t]])], {inj, {111, 112, 121, 122, 211, 212, 221, 222}}];

```
Table[ψinj[t_] := Evaluate[(Re[ψinj*10[t]] - Im[ψinj*10[t]])],
  {inj, {111, 112, 121, 122, 211, 212, 221, 222}}];
```

(*ТОРМОЖЕНИЕ РЕЛЬСОВЫМИ ТОРМОЗАМИ*)

(*Коэффициенты использования силы магнитного притяжения магниторельсовых тормозов*)

```
kμ = 1.; kγ[t_] := 1.;
```

```
kγm[t_] := Evaluate[Piecewise[{{1. - 0.163866666666666632741211628854216542095 x1'[t] +
  0.0930833333333333276837784353574534179643 x1'[t]2 -
  0.039541666666666635021609721434288076125 x1'[t]3 +
  0.00791666666666659274431694370832701679 x1'[t]4 -
  0.0005916666666666080983544295790466094 x1'[t]5,
  Abs[x1'[t]] ≤ 5.}, {0.664, Abs[x1'[t]] > 5.}}];
```

```
kγf[t_] := Evaluate[Piecewise[{{1. - 0.102299999999999969673147859339223941788 x1'[t] +
  0.07143611111111072831114654491102555767 x1'[t]2 -
  0.069770833333333319870028788045601686463 x1'[t]3 +
  0.0267986111111109944760144685460545588 x1'[t]4 -
  0.0044291666666666805629581915582093643 x1'[t]5 +
  0.0002652777777777807001122201135956402 x1'[t]6,
  Abs[x1'[t]] ≤ 6.}, {0.554, Abs[x1'[t]] > 6.}}];
```

```
Table[kM[0,i,j,m][t_] := Evaluate[(Piecewise[{{0.36211165947654072594374952132056932896
  RM[m,i,j,m][t] - 0.06412501192123934434796694858960108832 RM[m,i,j,m][t]2 +
  0.00653593123640969046739268577539405669 RM[m,i,j,m][t]3 -
  0.00042299611124909687609463304625023738 RM[m,i,j,m][t]4 +
  0.00001846993533449202664806741702729909 RM[m,i,j,m][t]5 -
  5.6436690576080558875114723260679 × 10-7 RM[m,i,j,m][t]6 +
  1.230579023380141929493468205478 × 10-8 RM[m,i,j,m][t]7 -
  1.9258687111032664949661004986 × 10-10 RM[m,i,j,m][t]8 +
  2.14667980196928175128973983 × 10-12 RM[m,i,j,m][t]9 -
  1.66301767547618410881328934687904467629647584 × 10-14 RM[m,i,j,m][t]10 +
  8.50727418711390748476484026294841909814549 × 10-17 RM[m,i,j,m][t]11 -
  2.583088019662813385313882135168435071529 × 10-19 RM[m,i,j,m][t]12 +
  3.52462117425673756920311581075821226 × 10-22 RM[m,i,j,m][t]13,
  7 ≤ Abs[RM[m,i,j,m][t]] ≤ 100.}, {1., Abs[RM[m,i,j,m][t]] > 100.},
  {1., Abs[RM[m,i,j,m][t]] < 7.}}) Piecewise[
  {{0.0192006 RM[pm,i,j,m][t] + 0.000505334 RM[pm,i,j,m][t]2 - 0.0000418347 RM[pm,i,j,m][t]3 +
  1.21885 × 10-6 RM[pm,i,j,m][t]4 - 2.12555 × 10-8 RM[pm,i,j,m][t]5 +
  2.52508 × 10-10 RM[pm,i,j,m][t]6 - 2.17599 × 10-12 RM[pm,i,j,m][t]7 +
  1.41337 × 10-14 RM[pm,i,j,m][t]8 - 7.09861 × 10-17 RM[pm,i,j,m][t]9 +
  2.80571 × 10-19 RM[pm,i,j,m][t]10 - 8.83130 × 10-22 RM[pm,i,j,m][t]11 +
  2.23021 × 10-24 RM[pm,i,j,m][t]12 - 4.53486 × 10-27 RM[pm,i,j,m][t]13 +
  7.42409 × 10-30 RM[pm,i,j,m][t]14 - 9.74712 × 10-33 RM[pm,i,j,m][t]15 +
```

$$\begin{aligned}
& 1.01765 \times 10^{-35} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{16} - 8.32958 \times 10^{-39} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{17} + \\
& 5.22562 \times 10^{-42} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{18} - 2.42417 \times 10^{-45} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{19} + \\
& 7.83033 \times 10^{-49} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{20} - 1.57164 \times 10^{-52} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{21} + \\
& 1.47532 \times 10^{-56} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{22}, \text{ Abs}[R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]] \leq 211. \}, \\
& \{1., \text{ Abs}[R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]] > 211. \} \}, \{i, 2\}, \{j, \{1\}\}, \{m, 3\};
\end{aligned}$$

Table[k_{M[0,i,j,m]}[t_] := Evaluate[(Piecewise[{{0.36211165947654072594374952132056932896

$$\begin{aligned}
& R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t] - 0.06412501192123934434796694858960108832 R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^2 + \\
& 0.00653593123640969046739268577539405669 R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^3 - \\
& 0.00042299611124909687609463304625023738 R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^4 + \\
& 0.00001846993533449202664806741702729909 R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^5 - \\
& 5.6436690576080558875114723260679 \times 10^{-7} R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^6 + \\
& 1.230579023380141929493468205478 \times 10^{-8} R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^7 - \\
& 1.9258687111032664949661004986 \times 10^{-10} R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^8 + \\
& 2.14667980196928175128973983 \times 10^{-12} R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^9 - \\
& 1.66301767547618410881328934687904467629647584 \times 10^{-14} R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^{10} + \\
& 8.50727418711390748476484026294841909814549 \times 10^{-17} R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^{11} - \\
& 2.583088019662813385313882135168435071529 \times 10^{-19} R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^{12} + \\
& 3.52462117425673756920311581075821226 \times 10^{-22} R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]^{13}, \\
& 7 \leq \text{ Abs}[R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]] \leq 100. \}, \{1., \text{ Abs}[R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]] > 100. \}, \\
& \{1., \text{ Abs}[R_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]] < 7. \} \}) \text{ Piecewise}[\\
& \{ \{0.0192006 R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t] + 0.000505334 R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^2 - 0.0000418347 R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^3 + \\
& 1.21885 \times 10^{-6} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^4 - 2.12555 \times 10^{-8} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^5 + \\
& 2.52508 \times 10^{-10} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^6 - 2.17599 \times 10^{-12} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^7 + \\
& 1.41337 \times 10^{-14} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^8 - 7.09861 \times 10^{-17} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^9 + \\
& 2.80571 \times 10^{-19} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{10} - 8.83130 \times 10^{-22} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{11} + \\
& 2.23021 \times 10^{-24} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{12} - 4.53486 \times 10^{-27} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{13} + \\
& 7.42409 \times 10^{-30} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{14} - 9.74712 \times 10^{-33} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{15} + \\
& 1.01765 \times 10^{-35} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{16} - 8.32958 \times 10^{-39} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{17} + \\
& 5.22562 \times 10^{-42} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{18} - 2.42417 \times 10^{-45} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{19} + \\
& 7.83033 \times 10^{-49} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{20} - 1.57164 \times 10^{-52} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{21} + \\
& 1.47532 \times 10^{-56} R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]^{22}, \text{ Abs}[R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]] \leq 211. \}, \\
& \{1., \text{ Abs}[R_{\mathcal{M}[pm,i,j,m]}[t]] > 211. \} \}, \{i, 2\}, \{j, \{2\}\}, \{m, 3\};
\end{aligned}$$

Table[k_{M[c,i,j,m]}[t_] := Evaluate[1. -

$$\begin{aligned}
& 2.2299028709846107077 h_{\mathcal{L}}[S_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]] + 2.3323266667256712381 h_{\mathcal{L}}[S_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]]^2 - \\
& 1.4023736567649087714 h_{\mathcal{L}}[S_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]]^3 + 0.5274123208942220753 h_{\mathcal{L}}[S_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]]^4 - \\
& 0.1293977532506817851 h_{\mathcal{L}}[S_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]]^5 + 0.0210365765267863693 h_{\mathcal{L}}[S_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]]^6 - \\
& 0.0022471055332969328 h_{\mathcal{L}}[S_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]]^7 + 0.0001515766513125927 h_{\mathcal{L}}[S_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]]^8 - \\
& 5.85283897266429111523774 \times 10^{-6} h_{\mathcal{L}}[S_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]]^9 + \\
& 9.857447825161269203162 \times 10^{-8} h_{\mathcal{L}}[S_{\mathcal{M}[m,i,j,m]}[t]]^{10}, \{i, 2\}, \{j, \{1\}\}, \{m, 3\};
\end{aligned}$$


```
(*Table[kM[o,i,j,m][t_] := 1., {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];*)
```

```
(*Углы установки и поперечные относительные скольжения рельсовых тормозов*)
```

```
tM = 1.5; (*Время холостого хода магниторельсового тормоза*)
```

```
tG = 1.5; (*Время холостого хода гравитационного рельсового тормоза*)
```

```
Table[σM[m,i,j,m][t_] := Evaluate[ArcTan[ $\frac{a_m + (L + 1)(m - 1) + a_i[t]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \left(\frac{sp}{2}\right)}$ ]],
```

```
{i, {1}}, {j, 2}, {m, 3}]; Table[
```

```
σM[m,i,j,m][t_] := Evaluate[ArcTan[ $\frac{a_m + (L + 1)(m - 1) - a_i[t]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \left(\frac{sp}{2}\right)}$ ]], {i, {2}}, {j, 2}, {m, 3}];
```

```
Table[εM[ym,i,j,m][t_] := Evaluate[ZM[i,j,m][t] Sin[σM[m,i,j,m][t]]], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];
```

```
(*Силы и поперечные сопротивления движению на рельсовых тормозах*)
```

```
Am := Evaluate[ $\frac{4(F_m + \alpha_{ck} \delta_{max})}{\pi^2 \text{Sin}\left[\frac{\pi F_m}{F_m + \alpha_{ck} \delta_{max}}\right]}$ ];
```

```
Bm := Evaluate[ $\frac{4(F_m + \alpha_{ck} \delta_{max})}{9 \pi^2 \text{Sin}\left[\frac{3 \pi F_m}{F_m + \alpha_{ck} \delta_{max}}\right]}$ ];
```

```
condZpm1 = (t ≥ tm + tM);
```

```
condZpm2 = (t ≥ tm + tM + txx);
```

```
condZpm3 = (t ≥ tm + tM + 2. txx);
```

```
funPM[PM_] :=
```

```
Switch[PM,
```

```
0, Table[ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{0, condZpm1}}]], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];
```

```
Table[WM[ym,i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{0, condZpm1}}]],
```

```
{i, 2}, {j, 2}, {m, 3}],
```

```
1, funPM[0]; Table[ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm1}}]],
```

```
{i, {1}}, {j, 2}, {m, {1}}]; Table[WM[ym,i,j,m][t_] :=
```

```
Evaluate[Piecewise[{{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] + Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm1}}]],
```

```
{i, {1}}, {j, 2}, {m, {1}}],
```

```
2, funPM[0]; Table[ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm1}}]],
```

```
{i, {1}}, {j, 2}, {m, {1}}]; Table[
```

```
ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm2}}]], {i, {1}}, {j, 2}, {m, {2}}];
```

```
Table[WM[ym,i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[
```

```
{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] + Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm1}}]],
```

```
{i, {1}}, {j, 2}, {m, {1}}]; Table[WM[ym,i,j,m][t_] :=
```

```
Evaluate[Piecewise[{{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] + Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm2}}]],
```

```

    {i, {1}}, {j, 2}, {m, {2}}],
3, funPM[0]; Table[ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm1}}]],
    {i, {1}}, {j, 2}, {m, {1}}]; Table[
    ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm2}}]], {i, {1}}, {j, 2}, {m, {2}}];
Table[ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm3}}]],
    {i, {1}}, {j, 2}, {m, {3}}];
Table[WM[ym,i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[
    {{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] + Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm1}}]],
    {i, {1}}, {j, 2}, {m, {1}}]; Table[WM[ym,i,j,m][t_] :=
    Evaluate[Piecewise[{{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] + Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm2}}]],
    {i, {1}}, {j, 2}, {m, {2}}];
Table[WM[ym,i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] +
    Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm3}}]], {i, {1}}, {j, 2}, {m, {3}}];
4, funPM[0]; Table[ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm1}}]],
    {i, 2}, {j, 2}, {m, {1}}]; Table[WM[ym,i,j,m][t_] :=
    Evaluate[Piecewise[{{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] + Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm1}}]],
    {i, 2}, {j, 2}, {m, {1}}];
5, funPM[0]; Table[ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm1}}]],
    {i, 2}, {j, 2}, {m, {1}}]; Table[
    ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm2}}]], {i, 2}, {j, 2}, {m, {2}}];
Table[WM[ym,i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[
    {{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] + Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm1}}]],
    {i, 2}, {j, 2}, {m, {1}}]; Table[WM[ym,i,j,m][t_] :=
    Evaluate[Piecewise[{{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] + Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm2}}]],
    {i, 2}, {j, 2}, {m, {2}}];
6, funPM[0]; Table[ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm1}}]],
    {i, 2}, {j, 2}, {m, {1}}]; Table[
    ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm2}}]], {i, 2}, {j, 2}, {m, {2}}];
Table[ZM[i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condZpm3}}]],
    {i, 2}, {j, 2}, {m, {3}}];
Table[WM[ym,i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[
    {{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] + Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm1}}]],
    {i, 2}, {j, 2}, {m, {1}}]; Table[WM[ym,i,j,m][t_] :=
    Evaluate[Piecewise[{{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] + Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm2}}]],
    {i, 2}, {j, 2}, {m, {2}}];
Table[WM[ym,i,j,m][t_] := Evaluate[Piecewise[{{Am Sin[εM[ym,i,j,m][t]] +
    Bm Sin[3 εM[ym,i,j,m][t]], condZpm3}}]], {i, 2}, {j, 2}, {m, {3}}];
_, Null];
funPM[PM];

Table[FM[n,i,j,m][t_] := Evaluate[ZM[i,j,m][t] Fny0 lm kvm[t] Abs[kM[o,i,j,m][t]]
    kM[c,i,j,m][t] kM[f,i,j,m][t] kM[d,i,j,m][t] ku kr[t]], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];
Table[FM[m,i,j,m][t_] := Evaluate[ZM[i,j,m][t] FM[n,i,j,m][t] fm[t]], {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}];

```

```

Table[ $\epsilon_{M[yg,i,j]}[t\_]$  := Evaluate[ $\frac{\text{Sin}[\sigma_{M[i,1,j]}[t]] + \text{Sin}[\sigma_{M[i,2,j]}[t]]}{2}$ ], {i, 2}, {j, 2}];

Ag := Evaluate[ $\frac{4(Fg + \alpha_{ck} \delta_{max})}{\pi^2 \text{Sin}[\frac{\pi Fg}{Fg + \alpha_{ck} \delta_{max}}]}$ ];

Bg := Evaluate[ $\frac{4(Fg + \alpha_{ck} \delta_{max})}{9 \pi^2 \text{Sin}[\frac{3 \pi Fg}{Fg + \alpha_{ck} \delta_{max}}]}$ ];

tGcmax = 1.5;
tGc = tGcmax (1 - kgmax);
condKpg = (t ≥ tm + tG + tGc);

funPG[PG_] :=
Switch[PG,
0, Table[kM[g,i,j][t_] := Evaluate[Piecewise[{{1, condKpg}}, 1]], {i, 2}, {j, 2}];
Table[WM[yg,i,j][t_] := Evaluate[Piecewise[{{0, condKpg}}], {i, 2}, {j, 2}],
1, funPG[0];

Table[kM[g,i,j][t_] := Evaluate[Piecewise[{{ $\frac{-t + tG + tGc + tm + (t - tG - tm) k_{gmax}}{tGc}$ ,
tm + tG ≤ t ≤ tm + tG + tGc}, {kgmax, condKpg}}, 1]],
{i, {1}}, {j, 2}]; Table[WM[yg,i,j][t_] := Evaluate[Piecewise[
{{Ag Sin[ $\epsilon_{M[yg,i,j]}[t]$ ] + Bg Sin[3  $\epsilon_{M[yg,i,j]}[t]$ ], condKpg}}], {i, {1}}, {j, 2}],
2, funPG[0]; Table[kM[g,i,j][t_] := Evaluate[Piecewise[
{{ $\frac{-t + tG + tGc + tm + (t - tG - tm) k_{gmax}}{tGc}$ , tm + tG ≤ t ≤ tm + tG + tGc}, {kgmax, condKpg}},
1]], {i, {2}}, {j, 2}]; Table[WM[yg,i,j][t_] :=
Evaluate[Piecewise[{{Ag Sin[ $\epsilon_{M[yg,i,j]}[t]$ ] + Bg Sin[3  $\epsilon_{M[yg,i,j]}[t]$ ], condKpg}}], {i,
{2}}, {j, 2}],
3, funPG[0]; Table[kM[g,i,j][t_] := Evaluate[Piecewise[
{{ $\frac{-t + tG + tGc + tm + (t - tG - tm) k_{gmax}}{tGc}$ , tm + tG ≤ t ≤ tm + tG + tGc}, {kgmax, condKpg}},
1]], {i, 2}, {j, 2}]; Table[WM[yg,i,j][t_] := Evaluate[Piecewise[
{{Ag Sin[ $\epsilon_{M[yg,i,j]}[t]$ ] + Bg Sin[3  $\epsilon_{M[yg,i,j]}[t]$ ], condKpg}}], {i, 2}, {j, 2}],
_, Null];
funPG[PG];

```

```
Table[FM[g,i,j][t_] := Evaluate[
  (mi +  $\frac{m_k}{2}$ ) (  $\frac{1}{2}$  Cos[ArcTan[iM[sg,i,j][t]]] + (-1)j Sin[ArcTan[iM[sg,i,j][t]]]  $\frac{h_{ct} + r}{s_{M[pg,i,j][t]}$  )
  g0 (1 - kM[g,i,j][t]) fg[t], {i, 2}, {j, 2}];
```

(*КРИВОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ*)

```
Table[φM[i,n][t_] := Evaluate[ψM[i,n][t], {i, 2}, {n, 2}];
Table[uM[i,n][t_] := Evaluate[sM[p,i,n][t] - skk], {i, 2}, {n, 2}];
Table[ai[t_] := Evaluate[
```

```
  Piecewise[{{0, M[YY, i] == 0}},  $\frac{(u_{M[i,1]}[t] + u_{M[i,2]}[t]) \text{Abs}[R_i[t]]}{2 s_b}$ ], {i, 2}];
γ0 = ArcSin[ $\frac{\sqrt{\frac{2(c-r_p)(1-\text{Cos}[\delta_0])}{r+c}}}{\text{Tan}[\delta_0]}$ ];
```

(*Условие образования направляющих силы колес*)

```
Table[iccM[s,i][t_] :=
  Evaluate[Piecewise[{{iM[s,i][t], Ri[t] ≥ 0.}, {-iM[s,i][t], Ri[t] < 0.}}, {i, 2}];
(*Table[vM[cc,i][t_] := Evaluate[Piecewise[
```

```
  {{ $\sqrt{g_0 \text{Abs}[R_i[t]] \frac{f_0 + \text{icc}_{M[s,i]}[t]}{1 - f_0 \text{icc}_{M[s,i]}[t]}}$ ; If[ $\sqrt{g_0 \text{Abs}[R_i[t]] \frac{f_0 + \text{icc}_{M[s,i]}[t]}{1 - f_0 \text{icc}_{M[s,i]}[t]}} \leq 0.$ ,
    Print["Произошло поперечное опрокидывание поезда"], None],
    Abs[Ri[t]] < 1000.}, {100., Abs[Ri[t]] ≥ 1000.}}], {i, 2}]; *)
Table[vM[cc,i][t_] := Evaluate[Piecewise[{{If[ $\sqrt{g_0 \text{Abs}[R_i[t]] \frac{f_0 + \text{icc}_{M[s,i]}[t]}{1 - f_0 \text{icc}_{M[s,i]}[t]}} \leq 0.$ ,
    Print["Произошло поперечное опрокидывание поезда"]];
     $\sqrt{g_0 \text{Abs}[R_i[t]] \frac{f_0 + \text{icc}_{M[s,i]}[t]}{1 - f_0 \text{icc}_{M[s,i]}[t]}}$ , Abs[Ri[t]] < 1000.},
    {100., Abs[Ri[t]] ≥ 1000.}}], {i, 2}];
```

(*Направляющие силы на дорожки катания колес*)

```
Table[PM[i,n,j][t_] := Evaluate[(-1)j (-μNM[i,n,j][t]), {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
```

(*Коэффициенты устойчивости по всползанию колес на рельсы*)

```
Table[KM[ys,i,n,j][t_] :=
```

```
Evaluate [Piecewise [{{50., YM[i,n,j][t] == 0}},  $\frac{N_{M[i,n,j][t] \tan[\delta_0 - f_0]}{\text{Abs}[Y_{M[i,n,j][t]}] (1 + f_0 \tan[\delta_0])}$ ]], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
```

(*Поперечное сопротивление по ребордам колес*)

```
Table [WM[p,i,n,j][t_] := Evaluate [Piecewise [{{1.0001, YM[i,n,j][t] == 0}},  $\frac{\lambda_{M[i,n,j][t]} A_p \sin[\text{Cot}[\beta_{M[i,n,j][t]}]] + B_p \sin[3 \text{Cot}[\beta_{M[i,n,j][t]}]]}{r}$ ]], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
```

```
Ap := Evaluate [ $\frac{4 (Y f_0 \sin[\delta_0] + \alpha_{ck} \delta_{max})}{\pi^2 \sin[\frac{\pi Y f_0}{Y f_0 + \alpha_{ck} \delta_{max}}]}$ ];
```

```
Bp := Evaluate [ $\frac{4 (Y f_0 \sin[\delta_0] + \alpha_{ck} \delta_{max})}{9 \pi^2 \sin[\frac{3 \pi Y f_0}{Y f_0 + \alpha_{ck} \delta_{max}}]}$ ];
```

```
Table [\betaM[i,n,j][t_] := Evaluate [Piecewise [{{0., YM[i,n,j][t] == 0}}, ArcCos [Sin [YM[i,n,j][t] Tan [\delta0]]]], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
```

```
Table [\lambdaM[i,n,j][t_] := Evaluate [Piecewise [{{0., YM[i,n,j][t] == 0}}, (r + c) Sin [YM[i,n,j][t] Tan [\delta0]]], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
```

(*Относительные скольжения поперечные*)

```
Table [\epsilonM[y,i,n,j][t_] := Evaluate [Sin [\sigmaM[i,n,j][t]]], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
```

(*Поперечное сопротивление движению колес*)

```
Table [WM[y,i,n,j][t_] := Evaluate [Ak Sin [\epsilonM[y,i,n,j][t]] + Bk Sin [3 \epsilonM[y,i,n,j][t]]], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
```

(*Скорость срыва сцепления -

перехода экипажа тяговой секции в хордовое положение YY=1 или YY=11*)

```
YY1 := Evaluate [Piecewise [{0, Abs [R1 [t]] ≥ 1000}, {3, 0. ≤ R1 [t] < 1000. && 0. ≤ x1' [t] ≤ vcc1 [t]}, {2, 0. > R1 [t] > -1000. && 0. ≤ x1' [t] ≤ vcc1 [t]}, {1, 0. ≤ R1 [t] < 1000. && x1' [t] > vcc1 [t]}, {1, 0. > R1 [t] > -1000. && x1' [t] > vcc1 [t]}, {11, 0. ≤ R1 [t] < 1000. && -vcc1 [t] < x1' [t] ≤ 0.}, {11, 0. > R1 [t] > -1000. && -vcc1 [t] < x1' [t] ≤ 0.}]]];
```

```
YY2 := Evaluate [Piecewise [{0, Abs [R2 [t]] ≥ 1000.}, {2, 0. ≤ R2 [t] < 1000. && 0. ≤ x2' [t] ≤ vcc2 [t]}, {3, 0. > R2 [t] > -1000. && 0. ≤ x2' [t] ≤ vcc2 [t]}, {1, 0. ≤ R2 [t] < 1000. && x2' [t] > vcc2 [t]},
```

```
{1, 0. > R2[t] > -1000. && x2'[t] > vcc2[t]},
{11, 0. ≤ R2[t] < 1000. && -vcc2[t] < x1'[t] ≤ 0.},
{11, 0. > R2[t] > -1000. && -vcc2[t] < x1'[t] ≤ 0.}}];
```

(*Углы набегания и установки колес*)

```
Table[γM[i,n,j][t_] := Evaluate[Which[
  i == 1,
  Evaluate[Switch[YY1,
    0, 0.,
    1, Evaluate[ArcSin[ $\frac{\frac{s_b}{2}}{\text{Abs}[R_i[t]] - (r+c) \text{Tan}[\delta_0] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}}$ ]],
    11, Evaluate[ArcSin[ $\frac{\frac{s_b}{2}}{\text{Abs}[R_i[t]] - (r+c) \text{Tan}[\delta_0] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}}$ ]],
    2, Evaluate[Piecewise[{{#1, γ0 > #1}, {#2, γ0 ≤ #1}}, Null] & [
      Evaluate[ArcSin[ $\frac{\frac{s_b}{2} + (-1)^n a_i[t]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (r+c) \text{Tan}[\delta_0] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}}$ ]],
      Evaluate[ArcSin[ $\frac{\frac{s_b}{2} + (-1)^n a_i[t] + (r+c) \text{Tan}[\delta_0] \text{Sin}[\gamma_0]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}}$ ]]]]],
    3, Evaluate[Piecewise[{{#1, γ0 > #1}, {#2, γ0 ≤ #1}}, Null] & [
      Evaluate[ArcSin[ $\frac{\frac{s_b}{2} - (-1)^n a_i[t]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (r+c) \text{Tan}[\delta_0] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}}$ ]],
      Evaluate[ArcSin[ $\frac{\frac{s_b}{2} - (-1)^n a_i[t] + (r+c) \text{Tan}[\delta_0] \text{Sin}[\gamma_0]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}}$ ]]]]]]],
  i == 2,
  Evaluate[Switch[YY2,
    0, 0.,
    1, Evaluate[ArcSin[ $\frac{\frac{s_b}{2}}{\text{Abs}[R_i[t]] - (r+c) \text{Tan}[\delta_0] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}}$ ]],
    11, Evaluate[ArcSin[ $\frac{\frac{s_b}{2}}{\text{Abs}[R_i[t]] - (r+c) \text{Tan}[\delta_0] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}}$ ]],
    2, Evaluate[Piecewise[{{#1, γ0 > #1}, {#2, γ0 ≤ #1}}, Null] & [
```

$$\begin{aligned}
& \text{Evaluate} \left[\text{ArcSin} \left[\frac{\frac{s_b}{2} + (-1)^n a_i[t]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (r+c) \text{Tan}[\delta_0] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}} \right] \right], \\
& \text{Evaluate} \left[\text{ArcSin} \left[\frac{\frac{s_b}{2} + (-1)^n a_i[t] + (r+c) \text{Tan}[\delta_0] \text{Sin}[\gamma_0]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}} \right] \right] \right], \\
& 3, \text{Evaluate} \left[\text{Piecewise} \left[\left\{ \{ \#1, \gamma_0 > \#1 \}, \{ \#2, \gamma_0 \leq \#1 \} \right\}, \text{Null} \right] \& \left[\right. \\
& \quad \text{Evaluate} \left[\text{ArcSin} \left[\frac{\frac{s_b}{2} - (-1)^n a_i[t]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (r+c) \text{Tan}[\delta_0] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}} \right] \right], \text{Evaluate} \left[\text{ArcSin} \left[\right. \right. \\
& \quad \left. \left. \frac{\frac{s_b}{2} - (-1)^n a_i[t] + (r+c) \text{Tan}[\delta_0] \text{Sin}[\gamma_0]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \frac{u_{M[i,n]}[t]}{2}} \right] \right] \right] \right], \{i, 2\}, \{n, 2\}, \{j, 2\};
\end{aligned}$$

```

Table[σM[i,n,j][t_] := Evaluate[Which[
  i == 1,
  Evaluate[Switch[YY1,
    0, 0.,
    1, Evaluate[ArcTan[
      
$$\frac{\frac{s_b}{2}}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \left( \frac{sp - (-1)^j u_{M[i,n]}[t]}{2} \right)}$$

    ],
    11, Evaluate[ArcTan[
      
$$\frac{\frac{s_b}{2}}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \left( \frac{sp - (-1)^j u_{M[i,n]}[t]}{2} \right)}$$

    ],
    2, Evaluate[ArcTan[
      
$$\frac{\frac{s_b}{2} + (-1)^n a_i[t]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \left( \frac{sp - (-1)^j u_{M[i,n]}[t]}{2} \right)}$$

    ],
    3, Evaluate[ArcTan[
      
$$\frac{\frac{s_b}{2} - (-1)^n a_i[t]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \left( \frac{sp - (-1)^j u_{M[i,n]}[t]}{2} \right)}$$

    ]]]],
  i == 2,
  Evaluate[Switch[YY2,
    0, 0.,
    1, Evaluate[ArcTan[
      
$$\frac{\frac{s_b}{2}}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \left( \frac{sp - (-1)^j u_{M[i,n]}[t]}{2} \right)}$$

    ],
    11, Evaluate[ArcTan[
      
$$\frac{\frac{s_b}{2}}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \left( \frac{sp - (-1)^j u_{M[i,n]}[t]}{2} \right)}$$

    ]],

```

```

2, Evaluate[ArcTan[ $\frac{\frac{s_b}{2} + (-1)^n a_i[t]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \left(\frac{sp - (-1)^j u_{M[i,n]}[t]}{2}\right)}$ ]]],
3, Evaluate[ArcTan[ $\frac{\frac{s_b}{2} - (-1)^n a_i[t]}{\text{Abs}[R_i[t]] - (-1)^j \left(\frac{sp - (-1)^j u_{M[i,n]}[t]}{2}\right)}$ ]]]]]]],
{i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

```

(*Направляющие силы на ребордах колес*)

```

Table[YM[i,n,j][t_] := Evaluate[Which[
  i == 1,
  Evaluate[Switch[YY1,
    0, 0,
    1, Evaluate[Which[
      n == 1 && j == 1,
      Evaluate[-(-1)^j  $\left(\left(m_i + \frac{m_k}{2}\right) \left(\frac{(x_i'[t])^2}{\text{Abs}[R_i[t]]} - g_0 i_{M[s,i,n,j]}[t]\right) \text{Sin}[\delta_0]\right)$ ],
      n == 1 && j == 2, 0,
      n == 2 && j == 1,
      Evaluate[-(-1)^j  $\left(\left(m_i + \frac{m_k}{2}\right) \left(\frac{(x_i'[t])^2}{\text{Abs}[R_i[t]]} - g_0 i_{M[s,i,n,j]}[t]\right) \text{Sin}[\delta_0]\right)$ ],
      n == 2 && j == 2, 0]]],
  11, Evaluate[Which[
    n == 1 && j == 1, 0,
    n == 1 && j == 2,
    Evaluate[-(-1)^j  $\left(\left(m_i + \frac{m_k}{2}\right) \left(\frac{(x_i'[t])^2}{\text{Abs}[R_i[t]]} - g_0 i_{M[s,i,n,j]}[t]\right) \text{Sin}[\delta_0]\right)$ ],
    n == 2 && j == 1, 0,
    n == 2 && j == 2,
    Evaluate[-(-1)^j  $\left(\left(m_i + \frac{m_k}{2}\right) \left(\frac{(x_i'[t])^2}{\text{Abs}[R_i[t]]} - g_0 i_{M[s,i,n,j]}[t]\right) \text{Sin}[\delta_0]\right)$ ]]],
  2, Evaluate[Which[
    n == 1 && j == 1, 0,
    n == 1 && j == 2,
    Evaluate[-(-1)^j  $\left(\left(m_i + \frac{m_k}{2}\right) \left(\frac{(x_i'[t])^2}{\text{Abs}[R_i[t]]} - g_0 i_{M[s,i,n,j]}[t]\right) \text{Sin}[\delta_0]\right)$ ],
    n == 2 && j == 1, Evaluate[-(-1)^j  $\left(\left(m_i + \frac{m_k}{2}\right) \left(\frac{(x_i'[t])^2}{\text{Abs}[R_i[t]]} - g_0 i_{M[s,i,n,j]}[t]\right) \text{Sin}[\delta_0]\right)$ ]]]]]]]]];

```



```

n == 2 && j == 1, Evaluate[-(-1)^j ((m_i + m_k / 2) ((x_i'[t])^2 / Abs[R_i[t]] - g_0 i_M[s,i,n,j][t]))
Sin[delta_0]]],
n == 2 && j == 2, 0.]],
3, Evaluate[Which[
n == 1 && j == 1,
Evaluate[-(-1)^j ((m_i + m_k / 2) ((x_i'[t])^2 / Abs[R_i[t]] - g_0 i_M[s,i,n,j][t])) Sin[delta_0]],
n == 1 && j == 2, 0.,
n == 2 && j == 1, 0.,
n == 2 && j == 2, Evaluate[-(-1)^j ((m_i + m_k / 2) ((x_i'[t])^2 / Abs[R_i[t]] - g_0 i_M[s,i,n,j][t]))
Sin[delta_0]]]]]]], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

```

(*Углы наклона сцепки между второй тяговой секцией локомотива и первым вагоном состава вагонеток*)

```

alpha_cg[t_] := Evaluate[If[n_s == 0, 0, Piecewise[{{12.616058679742675 / (R_2[t] + R_M[s,1][t]) / 2.,
20. <= Abs[(R_2[t] + R_M[s,1][t]) / 2.] < 1000.}, {0., Abs[(R_2[t] + R_M[s,1][t]) / 2.] >= 1000.},
{0.6361725123519332, Abs[(R_2[t] + R_M[s,1][t]) / 2.] < 20.}}]]];

```

```

alpha_cv[t_] := Evaluate[If[n_s == 0, 0, Piecewise[{{13.255520965687491 / (R_p2[t] + R_M[p_s,1][t]) / 2.,
20. <= Abs[(R_p2[t] + R_M[p_s,1][t]) / 2.] < 1000.}, {0., Abs[(R_p2[t] + R_M[p_s,1][t]) / 2.] >= 1000.},
{0.667291732914992, Abs[(R_p2[t] + R_M[p_s,1][t]) / 2.] < 20.}}]]];

```

```

c_cx := c_c Cos[Abs[alpha_cg[t]]]; beta_cx := beta_c Cos[Abs[alpha_cg[t]]];

```

```

c_cy := c_c Sin[Abs[alpha_cg[t]]]; beta_cy := beta_c Sin[Abs[alpha_cg[t]]];

```

```

c_cz := c_c Sin[Abs[alpha_cv[t]]]; beta_cz := beta_c Sin[Abs[alpha_cv[t]]];

```

(*Если движение прямолинейное*)

```

Table[theta_M[i,n][t_] := 0., {i, 2}, {n, 2}];

```

```

Table[u_M[i,n][t_] := 0., {i, 2}, {n, 2}];

```

```

Table[a_i[t_] := 0., {i, 2}];

```

```

Table[v_M[cc,i][t_] := 5., {i, 2}];

```

```

Table[P_M[i,n,j][t_] := Evaluate[(-1)^j (-mu N_M[i,n,j][t])], {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

```

```

Table[K_M[ys,i,n,j][t_] := 30., {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

```

```

Table[W_M[p,i,n,j][t_] := 0., {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];

```

```

Table[ $\beta_{M[i,n,j]}$  [t_] := 0., {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
Table[ $\lambda_{M[i,n,j]}$  [t_] := 0., {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
Table[ $\varepsilon_{M[y,i,n,j]}$  [t_] := 0., {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
Table[ $W_{M[y,i,n,j]}$  [t_] := 0., {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
YY1=0;
YY2=0;
Table[ $\gamma_{M[i,n,j]}$  [t_] := 0., {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
Table[ $\sigma_{M[i,n,j]}$  [t_] := 0., {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
Table[ $Y_{M[i,n,j]}$  [t_] := 0., {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}];
 $\alpha_{cg}$  [t_] := 0.;  $\alpha_{cv}$  [t_] := 0.;
 $c_{cx}$  :=  $c_c$ ;  $\beta_{cx}$  :=  $\beta_c$ ;
 $c_{cy}$  := 0.;  $\beta_{cy}$  := 0.;
 $c_{cz}$  := 0.;  $\beta_{cz}$  := 0.; *)

```

■ Решение системы уравнений Лагранжа второго рода

```

ReleaseHold[reset]
Text[Row[{typeM, "\n" typeFM, "\n"  $\varepsilon_{\min}$  =,  $\varepsilon_{\min}$ , "\t"  $\varepsilon_{\max}$  =,  $\varepsilon_{\max}$ , "\t"  $\Delta T_1$  =,
 $\Delta T_{1\{di,111\}}$ , " c", "\t"  $\Delta T_2$  =,  $\Delta T_{2\{di,111\}}$ , " c", "\t"  $dm$  =,  $dm$ , " H/c",
"\t"  $\Delta t_{\text{future}}$  =,  $\Delta t_f$ , " c", "\t"  $t_m$  =,  $t_m$ , " c", "\t"  $t_{xx}$  =,  $t_{xx}$ , " c"}]]]
 $\varepsilon t_1$ data =  $\varepsilon t_2$ data = dataD1 = dataD2 =
  dataD11 = dataD12 = dataD21 = dataD22 = dataS111 = dataS112 =
  dataS121 = dataS122 = dataS211 = dataS212 =
  dataS221 = dataS222 = dataT1 = dataT2 = {{0, 0}}; x1data = {}; p0data = {};
updM = 0.003; updE = 0.01; tfix = tfix2 = 0; dplot1 = dplot2 =
  dplot3 = dplot4 = dplotAll = True;
Grid[{{Checkbox[Dynamic[dplotAll]]}}]
Grid[{{Checkbox[Dynamic[dplot1]], Checkbox[Dynamic[dplot2]],
  Checkbox[Dynamic[dplot3]], Checkbox[Dynamic[dplot4]]}}]
Dynamic[If[dplotAll && te > 0.01,
  {If[dplot1, ListPlot[x1data, Joined → True, PlotRange → {{0, Last[x1data][[1]] + 0.5},
    {0, (*Last[x1data][[2]]*) V0 + V0 / 4}}, PlotStyle → {Blue, Thick},
    DisplayFunction → Identity, Frame → True, ImageSize → 500,
    GridLines → Automatic, PlotLabel → Style["x'(t), м/с", FontSize → 14]],
  Graphics[{{Text[Style["Dynamic Plot 1", Large, Bold, Red], Center]}},
  If[dplot2, TableForm[{" $\varepsilon_{111}$ ", ProgressIndicator[Dynamic[If[ $\varepsilon_{111} \geq 0$ ,  $\varepsilon_{111}$ , 0]],
    {0, 1}], " $M_{11}$ ", ProgressIndicator[Dynamic[m11], {0, Mmax}]}, {" ",
  Dynamic[NumberForm[ $\varepsilon_{111}$ , {4, 4}]}, " ", Dynamic[NumberForm[m11, {4, 0}]}],
  {" $\varepsilon_{121}$ ", ProgressIndicator[Dynamic[If[ $\varepsilon_{121} \geq 0$ ,  $\varepsilon_{121}$ , 0]], {0, 1}],
  " $M_{12}$ ", ProgressIndicator[Dynamic[m12], {0, Mmax}]}, {" ",
  Dynamic[NumberForm[ $\varepsilon_{121}$ , {4, 4}]}, " ", Dynamic[NumberForm[m12, {4, 0}]}],
  {" $\varepsilon_{211}$ ", ProgressIndicator[Dynamic[If[ $\varepsilon_{211} \geq 0$ ,  $\varepsilon_{211}$ , 0]], {0, 1}],
  " $M_{21}$ ", ProgressIndicator[Dynamic[m21], {0, Mmax}]}, {" ",
  Dynamic[NumberForm[ $\varepsilon_{211}$ , {4, 4}]}, " ", Dynamic[NumberForm[m21, {4, 0}]}],
  {" $\varepsilon_{221}$ ", ProgressIndicator[Dynamic[If[ $\varepsilon_{221} \geq 0$ ,  $\varepsilon_{221}$ , 0]], {0, 1}],

```

```

    "M22", ProgressIndicator[Dynamic[m22], {0, Mmax}], {" ",
    Dynamic[NumberForm[ε221, {4, 4}]], " ", Dynamic[NumberForm[m22, {4, 0}]]},
    {"εt1", ProgressIndicator[Dynamic[If[εt1 ≥ 0, εt1, 0]], {0, 1}],
    "εt2", ProgressIndicator[Dynamic[If[εt2 ≥ 0, εt2, 0]], {0, 1}],
    {" ", Dynamic[NumberForm[εt1, {7, 4}]], " ",
    Dynamic[NumberForm[εt2, {7, 4}]]}, TableAlignments → Center],
    Graphics[{{Text[Style["Indicators", Large, Bold, Red], Center]}]}],
    {If[dplot3, ListPlot[p0data, Joined → True, PlotRange →
    {{0, Last[p0data][[1]] + 0.5}, {-0., 1.}}, PlotStyle → {Blue, Thick},
    DisplayFunction → Identity, Frame → True, ImageSize → 500, GridLines → Automatic,
    PlotLabel → Style[" $\frac{r(\varphi_{111})'[t] - r(\varphi_{211})'[t]}{r(\varphi_{111})'[t]}$ ", FontSize → 14]],
    Graphics[{{Text[Style["Dynamic Plot 2", Large, Bold, Red], Center]}]}], If[
    dplot4, {TableForm[
    {{TogglerBar[Dynamic[data], {Hold@dataD1 → "Md1", Hold@dataD2 → "Md2",
    Hold@dataD11 → "Md11", Hold@dataD12 → "Md12", Hold@dataD21 → "Md21",
    Hold@dataD22 → "Md22", Hold@dataS111 → "Ms111", Hold@dataS112 → "Ms112",
    Hold@dataS121 → "Ms121", Hold@dataS122 → "Ms122", Hold@dataS211 → "Ms211",
    Hold@dataS212 → "Ms212", Hold@dataS221 → "Ms221", Hold@dataS222 → "Ms222",
    Hold@dataT1 → "Mt1", Hold@dataT2 → "Mt2"}]}], TableAlignments → Center],
    {ListPlot[{Sequence@@ReleaseHold[data], st1data, st2data}, {{0, Mmax},
    {Tt, Mmax}}, Joined → True, PlotRange → {{0, te + 0.5}, {0, Mmax + 100}},
    PlotStyle → {{RGBColor[0., 0.4, 1], Thick}, {Blue, Thin},
    {Magenta, Thick}, {Purple, Thin}, {RGBColor[0.1, 1, 0.4], Thick},
    {Darker[Green], Thin}, {Dashed, Red, Thin}}, DisplayFunction → Identity,
    Frame → True, ImageSize → 500, GridLines → Automatic, PlotLabel →
    Style["1000×εt1[t], 1000×εt2[t], M1, M2, M3, M4, MMAX", FontSize → 14]}]},
    Graphics[{{Text[Style["Dynamic Plot 3", Large, Bold, Red], Center]}]}] //
    TableForm, Graphics[{{Text[Style["Dynamic Plots", Large, Bold, Blue],
    Center]}]}]
    {Button["Stop", stp = te + 0.0001], Slider[Dynamic[stp], {0., Tt, 0.01},
    ImageSize → 500], Dynamic[stp], Dynamic[NumberForm[te, {4, 4}]]} // TableForm
    stp = Tt;
    tstart = TimeUsed[];
    (*Решение системы уравнений Лагранжа второго рода*)
    sol = NDSolve[system, fun, {t, 0, Tt}, (*AccuracyGoal→10, PrecisionGoal→10, *)
    MaxStepSize → 0.001 (*, Method→"ExplicitMidpoint", "Adams", "BDF",
    "ExplicitRungeKutta", "ImplicitRungeKutta", "SymplecticPartitionedRungeKutta",
    "ExplicitEuler", "ExplicitMidpoint", "ExplicitModifiedMidpoint",
    "LinearlyImplicitModifiedMidpoint", "LocallyExact" *) ,
    EvaluationMonitor ⇒ Block[{t, te = t; curx1 = x1[t]; εt1 = εt1[t];
    εt2 = εt2[t]; ε111 = ε111[t]; ε121 = ε121[t]; ε211 = ε211[t]; ε221 = ε221[t];
    m11 = Md1[t] + Md11[t] + Ms111[t] + Mt1[t]; m12 = Md1[t] + Md12[t] + Ms121[t] + Mt1[t];
    m21 = Md2[t] + Md21[t] + Ms211[t] + Mt2[t]; m22 = Md2[t] + Md22[t] + Ms221[t] + Mt2[t];
    If[t - tfix ≥ updM,

```

```

If[PT == 1 || PT == 5 || PT == 6 || PT == 7 || PT == 9,
  AppendTo[dataD1, {t, Md1[t]}; AppendTo[dataD2, {t, Md2[t]};];
If[PT == 2 || PT == 8 || PT == 9 || PT == 10, AppendTo[dataD11, {t, Md11[t]};];
  AppendTo[dataD12, {t, Md12[t]}; AppendTo[dataD21, {t, Md21[t]};];
  AppendTo[dataD22, {t, Md22[t]};];
If[PT == 3 || PT == 7 || PT == 8 || PT == 9 || PT == 10, AppendTo[dataS111, {t, Ms111[t]};];
  AppendTo[dataS112, {t, Ms112[t]}; AppendTo[dataS121, {t, Ms121[t]};];
  AppendTo[dataS122, {t, Ms122[t]}; AppendTo[dataS211, {t, Ms211[t]};];
  AppendTo[dataS212, {t, Ms212[t]}; AppendTo[dataS221, {t, Ms221[t]};];
  AppendTo[dataS222, {t, Ms222[t]};];
If[PT == 4 || PT == 6 || PT == 10, AppendTo[dataT1, {t, Mt1[t]};];
  AppendTo[dataT2, {t, Mt2[t]};];
tfix = t];
If[t - tfix ≥ updE, AppendTo[x1data, {t, x1'[t]};];
AppendTo[εt1data, {t, 1000 εt1[t]}; AppendTo[εt2data, {t, 1000 εt2[t]};];
AppendTo[p0data, {t,  $\frac{r(\varphi_{111})'[t] - r(\varphi_{211})'[t]}{r(\varphi_{111})'[t]}$ }; tfix2 = t];
(*Print["t=", t, " ε111=", ε111[t], " (x111)'=", (x111)'[t], " r(φ111)'[t]=",
  r(φ111)'[t], " ψ111[t]=", ψ111[t], " M011=", M011]*),
Method → {"EventLocator", "Event" ⇒ {t - stp, x1'[t], x2'[t]}, "EventAction" ⇒
  {Throw[te = t, "StopIntegration"], Throw[te = t, "StopIntegration"],
  Throw[te = t, "StopIntegration"]}}, SolveDelayed → True, MaxSteps → 1000000]
(*StepMonitor⇒Block[{}, data=Append[data, {t, M011}]; x1data=Append[x1data, {t, (x1)'[t]};
  (*Print["t=", t, " ε111=", ε111[t], " (x111)'=", (x111)'[t],
  " r(φ111)'[t]=", r(φ111)'[t], " ψ111[t]=", ψ111[t], " M011=", M011]*),
MaxSteps→1000000, StoppingTest⇒0.<x1'[t]*] (*StepMonitor⇒
Block[{}, data=Append[data, {t, M011}] (*Print["t=", t, " ε111=", ε111[t], " (x111)'=",
  (x111)'[t], " r(φ111)'[t]=", r(φ111)'[t], " ψ111[t]=", ψ111[t], " M011=", M011]*),
MaxSteps→1000000, StoppingTest⇒Or[0.≤x1'[t], 0.≤x2'[t]]*)

Print["Система решалась ", timeev = DateString[{0, 0, 0, 0, 0, TimeUsed[] - tstart},
  {"Hour24", " ч ", "Minute", " мин ", "Second", " с ", "Millisecond", " мс"}]]
Print["Время до остановки ", te, " с, тормозной путь x1=",
  PaddedForm[x1[te] /. sol[[1]], 5], " и x2=",
  PaddedForm[x2[te] /. sol[[1]], 5], " м,", " скорость x1'=",
  PaddedForm[x1'[te] /. sol[[1]], 5], " и x2'=", x2'[te] /. sol[[1]], " м/с"]
Print["Время действительного торможения до остановки ",
  te - tm - txx, " с, тормозной путь действительного торможения x1=",
  PaddedForm[(x1[te] - x1[tm + txx]) /. First@sol, 5], " и x2=",
  PaddedForm[(x2[te] - x2[tm + txx]) /. First@sol, 5], " м,",
  " скорость остановки x1'=", PaddedForm[x1'[te] /. sol[[1]], 5],
  " и x2'=", PaddedForm[x2'[te] /. sol[[1]], 5], " м/с"]

MessageDialog[
  Row[{If[Evaluate[(x1'[te] /. sol[[1])] < 0.001], Text[Style["Stopping successfully!",
    18, Bold, Green]], Text[Style["Stopping failed!", 18, Bold, Red]]}],

```

```

"\n\nСистема решалась: \t", timeev, "\nвремя до остановки: \t",
NumberForm[te, 5], \, NumberForm[te - tm - txx, 5],
" с, \n тормозной путь: \n", x1 = , NumberForm[x1[te] /. sol[[1]], 5],
\, PaddedForm[(x2[te] - x2[tm + txx]) /. First@sol, 5],
" и " x2 = , NumberForm[x2[te] /. sol[[1]], 5], \,
PaddedForm[(x2[te] - x2[tm + txx]) /. First@sol, 5], " м",
"\n скорость: \n", x1' = , NumberForm[Chop[x1'[te] /. sol[[1]], 10-6], 5],
\, PaddedForm[x1'[te] /. sol[[1]], 5], " и ",
x2' = , NumberForm[Chop[x2'[te] /. sol[[1]], 10-6], 5],
\, PaddedForm[x2'[te] /. sol[[1]], 5], " м/с"}],
WindowTitle -> "Evaluation completed"];

```

Вывод графиков

```

(*Результаты*)
Plot[{x1[t]} /. sol, {t, 0, te}]
Plot[Evaluate[{x1[t], x2[t]} /. sol], {t, 0, te}, PlotStyle -> {Blue, Darker[Green]}]
Plot[{xc[t]} /. sol, {t, 0, te}]
Plot[{x1'[t]} /. sol, {t, 0, te}]
Plot[Evaluate[{(x1)'[t], (x2)'[t]} /. sol],
{t, 0, te}, PlotStyle -> {Blue, Darker[Green]}]

```

```

p0202 = stylePlot[asC[{ $\varphi_{t1}[t]$ ,  $\varphi_{t2}[t]$ } /. sol], {t, 0, te}, "t, c", " $\varphi_{t1}$ ,  $\varphi_{t2}$ , рад.", "r"]
p0203 = stylePlot[asC[{ $\varphi_{111}[t]$ } /. sol], {t, 0, te}, "t, c", " $\varphi_{111}$ , рад.", "a"]
p0204 =
  stylePlot[asC[{ $\varphi_{111}[t]$ ,  $\varphi_{121}[t]$ } /. sol], {t, 0, te}, "t, c", " $\varphi_{111}$ ,  $\varphi_{121}$ , рад.", "б"]
p0206 = stylePlot[asC[{ $\varphi_{111}[t]$ ,  $\varphi_{211}[t]$ } /. sol],
  {t, 0, te}, "t, c", " $\varphi_{111}$ ,  $\varphi_{211}$ , рад.", "д"]
p0207 = stylePlot[asC[{ $\varphi_{211}[t]$ ,  $\varphi_{221}[t]$ } /. sol],
  {t, 0, te}, "t, c", " $\varphi_{211}$ ,  $\varphi_{221}$ , рад.", "р"]

p201 = Plot[Evaluate[{ $\varphi_{t1}[t]$ } /. sol], {t, 0, te}, Frame → True,
  GridLines → Automatic, PlotLabel → Style[" $\varphi_{t1}$ ", FontSize → 14]];
p202 = Plot[Evaluate[{ $\varphi_{t1}[t]$ ,  $\varphi_{t2}[t]$ } /. sol], {t, 0, te}, Frame → True,
  GridLines → Automatic, PlotLabel → Style[" $\varphi_{t1}$ ,  $\varphi_{t2}$ ", FontSize → 14],
  PlotStyle → {Blue, Darker[Green]};

p203 = Plot[Evaluate[{ $\varphi_{111}[t]$ } /. sol], {t, 0, te}, Frame → True,
  GridLines → Automatic, PlotLabel → Style[" $\varphi_{111}$ ", FontSize → 14]];
p204 = Plot[Evaluate[{ $\varphi_{111}[t]$ ,  $\varphi_{211}[t]$ } /. sol], {t, 0, te}, Frame → True,
  GridLines → Automatic, PlotLabel → Style[" $\varphi_{111}[t]$ ,  $\varphi_{211}[t]$ ", FontSize → 14],
  PlotStyle → {Blue, Darker[Green]};

p205 = Plot[Evaluate[{ $\varphi_{111}[t]$ ,  $\varphi_{112}[t]$ ,  $\varphi_{121}[t]$ ,  $\varphi_{122}[t]$ } /. sol], {t, 0, te}, Frame → True,
  GridLines → Automatic, PlotStyle → {Blue, Darker[Green], Thick, Dashed}];
p206 = Plot[Evaluate[{ $\varphi_{111}[t]$ ,  $\varphi_{121}[t]$ } /. sol], {t, 0, te}, Frame → True,
  GridLines → Automatic, PlotLabel → Style[" $\varphi_{111}[t]$ ,  $\varphi_{121}[t]$ ", FontSize → 14],
  PlotStyle → {Blue, Darker[Green], Thick, Dashed}];

p207 = Plot[Evaluate[{ $\varphi_{211}[t]$ ,  $\varphi_{212}[t]$ ,  $\varphi_{221}[t]$ ,  $\varphi_{222}[t]$ } /. sol],
  {t, 0, te}, Frame → True, GridLines → Automatic,
  PlotLabel → Style[" $\varphi_{211}[t]$ ,  $\varphi_{212}[t]$ ,  $\varphi_{221}[t]$ ,  $\varphi_{222}[t]$ ", FontSize → 14],
  PlotStyle → {Blue, Darker[Green], Thick, Dashed}];
p208 = Plot[Evaluate[{ $\varphi_{211}[t]$ ,  $\varphi_{212}[t]$ } /. sol], {t, 0, te},
  PlotStyle → {Blue, Darker[Green], Thick, Dashed}];

p209 = Plot[Evaluate[{( $\varphi_{111}$ )'[t], ( $\varphi_{211}$ )'[t]} /. sol],
  {t, 0, te}, PlotStyle → {Blue, Darker[Green]};
Show[GraphicsRow[{p201, p203, p203, p204}, ImageSize → 750]]
Show[GraphicsRow[{p205, p206, p207, p208}, ImageSize → 750]]

```

```

p0210a = stylePlot[{{(φt1)'[t]} /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", "φt1'", "рад./с", "a", {{0., te}, {0, Full}}}
p0210 = stylePlot[{{(φt1)'[t], (φt2)'[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "φt1', φt2', рад./с", "a", {{0., te}, {0, Full}}}
p0211 = stylePlot[{{(φ111)'[t], (φ211)'[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "φ111', φ211', рад./с", "б", {{0., te}, {0, Full}}}
p0212 = stylePlot[{{ $\frac{r(\varphi_{111})'[t] - (r(\varphi_{121})'[t])}{r(\varphi_{111})'[t]}$ } /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", " $\frac{r\varphi_{111}' - r\varphi_{121}'}{r\varphi_{111}'}$ ", "a", {{0., te}, {-0., 1.}}}
p0213 = stylePlot[{{ $\frac{r(\varphi_{111})'[t] - (r(\varphi_{211})'[t])}{r(\varphi_{111})'[t]}$ } /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", " $\frac{r\varphi_{111}' - r\varphi_{211}'}{r\varphi_{111}'}$ ", "B", {{0., te}, {-0., 1.}}}
p0213a = stylePlot[{{∂t(r(φ111)'[t] - (r(φ211)'[t]))} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "(rφ111' - rφ211')'", "e", {{0., te}, {-6., 16.}}}
p0214 = stylePlot[{{ $\frac{r(\varphi_{211})'[t] - (r(\varphi_{221})'[t])}{r(\varphi_{211})'[t]}$ } /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", " $\frac{r\varphi_{211}' - r\varphi_{221}'}{r\varphi_{211}'}$ ", "a", {-0.5, 1.}}}

Clear[asC, correct]

p210 = Plot[Evaluate[{{(φt1)'[t], (φt2)'[t]} /. sol}, {t, 0, te},
  PlotLabel → Style["φt1', φt2'", FontSize → 14], PlotStyle → {Blue, Darker[Green]};
p211 = Plot[Evaluate[{{(φ111)'[t], (φ211)'[t]} /. sol}, {t, 0, te},
  PlotLabel → Style["φ111', φ211'", FontSize → 14], PlotStyle → {Blue, Darker[Green]};
p212 = Plot[Evaluate[{{r(φ111)'[t], r(φ211)'[t]} /. sol}, {t, 0, te},
  PlotLabel → Style["rφ111', rφ211'", FontSize → 14], PlotStyle → {Blue, Darker[Green]};
p213 = Plot[Evaluate[{{r(φ111)'[t] - (r(φ121)'[t])} /. sol}, {t, 0, te},
  PlotLabel → Style["r(φ111)'[t] - (r(φ121)'[t])", FontSize → 14],
  GridLines → Automatic, Frame → True];
p214 = Plot[Evaluate[{{r(φ211)'[t] - (r(φ221)'[t])} /. sol}, {t, 0, te},
  PlotLabel → Style["r(φ211)'[t] - (r(φ221)'[t])", FontSize → 14],
  GridLines → Automatic, Frame → True];
Show[GraphicsRow[{p210, p211, p212, p213, p214}, ImageSize → 750]]

```

```

p080 = stylePlot[dataD11, "t, c", "Md11, H·M", "a", {0, 1200}]
p081 = stylePlot[dataD21, "t, c", "Md21, H·M", "a", {{0., te}, {0, 1400}}]
p0801 =
  stylePlot[{dataD11, dataD22}, "t, c", "Md11, Md22, H·M", "a", {{0., te}, {0, 1200}}]
p082 = stylePlot[dataS111, "t, c", "Ms211, H·M", "a", {0, 600}, 500]
p082a = stylePlot[dataS111, "t, c", "Ms211, H·M", "", {439, 441}, 500]
p083 = stylePlot[dataT1, "t, c", "Mt1, H·M", "a", {0, 1200}, 500]
p084 = stylePlot[dataD1, "t, c", "Md1, H·M", "a", {0, 200}, 500]

p80 = ListPlot[dataD11, Joined → True, DisplayFunction → Identity,
  PlotRange → {{0., te}, {-0., 1200.}}, GridLines → Automatic,
  Frame → True, PlotLabel → Style["MD11(t)", FontSize → 14]];
p81 = ListPlot[dataD22, Joined → True, DisplayFunction → Identity,
  PlotRange → {{0., te}, {-0., 1200.}}, GridLines → Automatic,
  Frame → True, PlotLabel → Style["MD22(t)", FontSize → 14]];
p82 = ListPlot[dataS111, Joined → True, DisplayFunction → Identity,
  PlotRange → {{0., te}, {-0., 1200.}}, GridLines → Automatic,
  Frame → True, PlotLabel → Style["MS111(t)", FontSize → 14]];
p82a = ListPlot[dataS111, Joined → True, DisplayFunction → Identity,
  PlotRange → {{0., te}, {549., 551.}}, GridLines → Automatic,
  Frame → True, PlotLabel → Style["MS111(t)", FontSize → 14]];
p83 = ListPlot[dataT1, Joined → True, DisplayFunction → Identity,
  PlotRange → {{0., te}, {-0., 1200.}}, GridLines → Automatic,
  Frame → True, PlotLabel → Style["MT1(t)", FontSize → 14]];
Show[GraphicsRow[{p80, p81, p82, p83}, ImageSize → 750]]

p00001R1 = stylePlot[{R1[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "R1, M", "e", {-100, 100}]
p00001R2 = stylePlot[{R2[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "R2, M", "e", {-100, 100}]
p00001RB0 = stylePlot[{RB[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "RB, M", "σ", {-100, 100}]
p00001RB01 =
  stylePlot[{{ $\frac{R_2[t] + R_{B1}[t]}{2}$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\frac{R_2 + R_{B1}}{2}$ , M", "e", {-100, 100}}]
p00001RB1 = stylePlot[{RB1[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "RB1, M", "e", {-100, 100}]
p00001RB2 = stylePlot[{RB2[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "RB2, M", "e", {-100, 100}]
p00001RB3 = stylePlot[{RB3[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "RB3, M", "e", {-100, 100}]
p00001RB4 = stylePlot[{RB4[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "RB4, M", "e", {-100, 100}]
p00001RB5 = stylePlot[{RB5[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "RB5, M", "e", {-100, 100}]
p00001RB6 = stylePlot[{RB6[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "RB6, M", "e", {-100, 100}]
p00001RB7 = stylePlot[{RB7[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "RB7, M", "σ", {-100, 100}]

p00002p1 = stylePlot[{Rp1[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Rp1, M", "e", {-1000, 1000}]
p00002p2 = stylePlot[{Rp2[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Rp2, M", "e", {-1000, 1000}]
p00001RB1p = stylePlot[{RpB1[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "RpB1, M", "e", {-100, 100}]
p00001RB2p = stylePlot[{RpB2[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "RpB2, M", "e", {-100, 100}]

```

```

p00001RB3p = stylePlot[{Rp3[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Rp3, м", "e", {-100, 100}]
p00001RB4p = stylePlot[{Rp4[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Rp4, м", "e", {-100, 100}]
p00001RB5p = stylePlot[{Rp5[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Rp5, м", "e", {-100, 100}]
p00001RB6p = stylePlot[{Rp6[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Rp6, м", "e", {-100, 100}]
p00001RB7p = stylePlot[{Rp7[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Rp7, м", "σ", {-100, 100}]
p00002m = stylePlot[{Rpm11[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Rpm11, м", "e", {-1000, 1000}]
p00002i = stylePlot[{ip1[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "ip1, м", "e", {-0.05, 0.05}]
p00002im =
  stylePlot[{ipm11[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "ipm11, м", "e", {-0.05, 0.05}]
p00002im1 = stylePlot[{is1[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "is1, м", "e", {-0.05, 0.05}]

p02x1 = stylePlot[{x1[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "x1, м", "e", {0, 40}]
p02x2 = stylePlot[{x2[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "x2, м", "e", {0, 40}]
p01 = stylePlot[{(x2)'[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "x2', м/с", "ж", ]
p03 = stylePlot[{(x1)''[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "x1'', м/с2", "а", {-1.5, 1.5}]
p03 = stylePlot[{(x2)''[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "x2'', м/с2", "б", {-1.5, 1.5}]

p02c = stylePlot[{xc[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "xc, м", "e", {0, 40}]
p01c = stylePlot[{(xc)'[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "xc', м/с", "ж", ]
p04c = stylePlot[{(xc)''[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "xc'', м/с2", "а", {-1.5, 1.5}]
p00111c = stylePlot[{zc[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "zc, мм", "а", {-65., 20.}]
p00111c = stylePlot[{yc[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "yc, мм", "а", {-10., 10.}]

p00111x = stylePlot[{x111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "x111, м", "а", {0., 40.}]

p00111psi1 =
  stylePlot[{ψ1[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "ψ1, рад.", "а", {-0.005, 0.005}]
p00111psi11 = stylePlot[{ψ11[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "ψ11, рад.", "а", {-0.005, 0.005}]
p00111psi12 = stylePlot[{ψ12[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "ψ12, рад.", "а", {-0.005, 0.005}]
p00111teta12 = stylePlot[{θ12[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "θ12, рад.", "а", {-0.005, 0.005}]
p00111psi2 = stylePlot[{ψ2[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "ψ2, рад.", "а", {-0.005, 0.005}]
p00111psi21 = stylePlot[{ψ21[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "ψ21, рад.", "а", {-0.005, 0.005}]
p00111psi22 = stylePlot[{ψ22[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "ψ22, рад.", "а", {-0.005, 0.005}]
p00111teta22 = stylePlot[{θ22[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "θ22, рад.", "а", {-0.005, 0.005}]

p00111tettai = stylePlot[{θ1[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "θ1, рад.", "а", {-2., 2.0}]
p00111tettaii = stylePlot[{θ2[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "θ2, рад.", "а", {-2., 2.0}]

p00111fii = stylePlot[{φ1[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "φ1, рад.", "а", {-2., 2.0}]
p00111fiii = stylePlot[{φ2[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "φ2, рад.", "а", {-2., 2.0}]

```

```

p00111y1 =
  stylePlot[{Y1[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y1, MM", "a", {-10., 10.}]
p00111y2 = stylePlot[{Y2[t] × 1000.} /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", "Y2, MM", "a", {-10., 10.}]

p00111y =
  stylePlot[{Y11[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y11, MM", "a", {-4000., 4000.}]
p00112y = stylePlot[{Y12[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "Y12, MM", "a", {-4000., 4000.}]
p00211y = stylePlot[{Y21[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "Y21, MM", "a", {-4000., 4000.}]
p00222y = stylePlot[{Y22[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "Y22, MM", "a", {-4000., 4000.}]

p00111yo =
  stylePlot[{Y0111[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y0111, MM", "a", {-0.1, 0.1}]
p00112yo = stylePlot[{Y0112[t] × 1000.} /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", "Y0112, MM", "a", {-0.1, 0.1}]
p00121yo = stylePlot[{Y0121[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "Y0121, MM", "a", {-0.1, 0.1}]
p00122yo = stylePlot[{Y0122[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "Y0122, MM", "a", {-0.1, 0.1}]
p00211yo = stylePlot[{Y0211[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "Y0211, MM", "a", {-0.1, 0.1}]
p00212yo = stylePlot[{Y0212[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "Y0212, MM", "a", {-0.1, 0.1}]
p00221yo = stylePlot[{Y0221[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "Y0221, MM", "a", {-0.1, 0.1}]
p00222yo = stylePlot[{Y0222[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "Y0222, MM", "a", {-0.1, 0.1}]

p00111z1 =
  stylePlot[{z1[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "z1, MM", "a", {-65., 25.}]
p00111z2 = stylePlot[{z2[t] × 1000.} /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", "z2, MM", "a", {-65., 25.}]

p00111z =
  stylePlot[{z111[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "z111, MM", "a", {-0.04, 0.04}]
p00112z = stylePlot[{z112[t] × 1000.} /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", "z112, MM", "a", {-0.04, 0.04}]
p00121z = stylePlot[{z121[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "z121, MM", "a", {-0.04, 0.04}]
p00122z = stylePlot[{z122[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "z122, MM", "a", {-0.04, 0.04}]
p00211z = stylePlot[{z211[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "z211, MM", "a", {-0.04, 0.04}]
p00212z = stylePlot[{z212[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},

```

```

    "t, c", "z212, MM", "a", {-0.04, 0.04}]
p00221z = stylePlot[{z221[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
    "t, c", "z221, MM", "a", {-0.04, 0.04}]
p00222z = stylePlot[{z222[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
    "t, c", "z222, MM", "a", {-0.04, 0.04}]

p00111zo =
    stylePlot[{z0111[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "z0111, MM", "a", {-0., 0.1}]
p00112zo = stylePlot[{z0111[t] × 1000.} /. sol,
    {t, 0, te}, "t, c", "z0112, MM", "a", {-0., 0.1}]
p00121zo = stylePlot[{z0111[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
    "t, c", "z0121, MM", "a", {-0., 0.1}]
p00122zo = stylePlot[{z0111[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
    "t, c", "z0122, MM", "a", {-0., 0.1}]
p00211zo = stylePlot[{z0111[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
    "t, c", "z0211, MM", "a", {-0., 0.1}]
p00212zo = stylePlot[{z0111[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
    "t, c", "z0212, MM", "a", {-0., 0.1}]
p00221zo = stylePlot[{z0111[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
    "t, c", "z0221, MM", "a", {-0., 0.1}]
p00222zo = stylePlot[{z0111[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
    "t, c", "z0222, MM", "a", {-0., 0.1}]
p00222zoa = stylePlot[{z0111[t] × 1000.} /. sol, {t, 0, te},
    "t, c", "z0222, MM", "a", {0.086, 0.088}]

p1 = Plot[Evaluate[{x1'[t]} /. sol], {t, 0, te}, GridLines → Automatic,
    Frame → True, PlotLabel → Style[x1'(t), FontSize → 14]];
p2 = Plot[Evaluate[x1[t] /. sol], {t, 0, te}, GridLines → Automatic,
    Frame → True, PlotLabel → Style[x1(t), FontSize → 14]];
p3 = Plot[Evaluate[x1"[t] /. sol], {t, 0, te}, GridLines → Automatic, PlotRange →
    {{0, te}, {-0.4, 0.4}}, Frame → True, PlotLabel → Style[x1"[t], FontSize → 14]];
p4 = Plot[Evaluate[x111'[t] - x1'[t] /. sol], {t, 0, te}, GridLines → Automatic,
    DisplayFunction → Identity, PlotRange → {{0, te}, {-0.1, 0.1}},
    Frame → True, PlotLabel → Style[x1'(t) - x111'(t), FontSize → 14]];
p5 = Plot[Evaluate[φ111'[t] /. sol], {t, 0, te}, GridLines → Automatic,
    DisplayFunction → Identity, Frame → True, PlotLabel → Style[φ111'(t), FontSize → 14]];
p6 = Plot[Evaluate[φ11'[t] /. sol], {t, 0, te}, GridLines → Automatic,
    DisplayFunction → Identity, Frame → True, PlotLabel → Style[φ11'(t), FontSize → 14]];
p7 = Plot[Evaluate[cx(x111[t] - x1[t]) + βx(x111'[t] - x1'[t]) /. sol], {t, 0, te},
    GridLines → Automatic, DisplayFunction → Identity, PlotRange → {{0, te}, {-2500., 0}},
    Frame → True, PlotLabel → Style[Сила буксе 111, FontSize → 14]];
p8 = ListPlot[dataD11, Joined → True, GridLines → Automatic,
    DisplayFunction → Identity, PlotRange → {{0., te}, {-0., 1500.}},
    Frame → True, PlotLabel → Style["M11(t)", FontSize → 14]];
p9 = Plot[Evaluate[ $\frac{x_{111}'[t] - r * \phi_{111}'[t]}{x_{111}'[t]}$  /. sol], {t, 0, te}, GridLines → Automatic,
    DisplayFunction → Identity, PlotRange → {{0, te}, {-0., 0.04}},

```

```

Frame → True, PlotLabel → Style[ε111[t], FontSize → 14] ];
p10 = Plot[Evaluate[ψ111[t] /. sol], {t, 0, te}, GridLines → Automatic,
  DisplayFunction → Identity, PlotRange → {{0, te}, {-0., 0.23}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Кoeff. сцепления ψ111, FontSize → 14] ];
p11 = Plot[Evaluate[(ψ111[t] + ψ112[t])  $\frac{m_{roc}}{g}$  g0 r /. sol], {t, 0, te}, GridLines → Automatic,
  DisplayFunction → Identity, PlotRange → {{0, te}, {-0., 3000}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Момент тормозной на оси 11, FontSize → 14] ];
p12 = Plot[Evaluate[(ψ111[t] + ψ112[t])  $\frac{m_{roc}}{g}$  g0 /. sol], {t, 0, te}, GridLines → Automatic,
  DisplayFunction → Identity, PlotRange → {{0, te}, {-0., 5000}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Сила сцепления 11, FontSize → 14] ];
p13 = Plot[Evaluate[Re[kgp  $\frac{\psi_{gg}}{\psi_0}$  (-0.016935 (100 S)5/11 + 0.195576 Tanh[150 S])] -
  Im[kgp  $\frac{\psi_{gg}}{\psi_0}$  (-0.016935 (100 S)5/11 + 0.195576 Tanh[150 S])] /. sol], {S, -0.2, 0.2},
  DisplayFunction → Identity, PlotRange → {{-0.04, 0.04}, {-0.177, 0.177}}, GridLines →
  Automatic, Frame → True, PlotLabel → Style[Функция сцепления, FontSize → 14] ];
p14 = Plot[Evaluate[Re[kgp  $\frac{\psi_{gg}}{\psi_0}$  (-0.016935 (100 S)5/11 + 0.195576 Tanh[150 S])] -
  Im[kgp  $\frac{\psi_{gg}}{\psi_0}$  (-0.016935 (100 S)5/11 + 0.195576 Tanh[150 S])] /. sol], {S, -0.4, 0.4},
  DisplayFunction → Identity, PlotRange → {{-0.4, 0.4}, {-0.177, 0.177}}, GridLines →
  Automatic, Frame → True, PlotLabel → Style[Функция сцепления, FontSize → 14] ];
Show[GraphicsRow[{p1, p2, p3}, ImageSize → 750]]
Show[GraphicsRow[{p4, p5, p6}, ImageSize → 750]]
Show[GraphicsRow[{p7, p8, p9}, ImageSize → 750]]
Show[GraphicsRow[{p10, p11, p12}, ImageSize → 750]]
Show[GraphicsRow[{p13, p14}, ImageSize → 750]]

p091 = stylePlot[{ε111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx111", "", {{0., te}, {0, 0.025}}]
p092 = stylePlot[{ε112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx112", "", {{0., te}, {0, 0.025}}]
p093 = stylePlot[{ε121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx121", "", {{0., te}, {0, 0.025}}]
p094 = stylePlot[{ε122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx122", "", {{0., te}, {0, 0.025}}]
p095 = stylePlot[{ε211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx211", "б", {{0., te}, {0, 0.025}}]
p095a = stylePlot[{ε211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx211", "", {{0., te}, {0, 0.025}}]
p096 = stylePlot[{ε212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx212", "", {{0., te}, {0, 0.025}}]
p097 = stylePlot[{ε221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx221", "", {{0., te}, {0, 0.025}}]
p098 = stylePlot[{ε222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx222", "", {{0., te}, {0, 0.025}}]

p091b = stylePlot[{ε111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx111", "", {{0., te}, {0, 1.025}}]
p092b = stylePlot[{ε112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εx112", "", {{0., te}, {0, 1.025}}]

```

```

p093b = stylePlot[{ $\epsilon_{x121}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{x121}$ ", "", {{0., te}, {0, 1.025}}]
p094b = stylePlot[{ $\epsilon_{x122}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{x122}$ ", "", {{0., te}, {0, 1.025}}]
p095b = stylePlot[{ $\epsilon_{x211}[t]$ } /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{x211}$ ", "б", {{0., te}, {0, 1.025}}]
p096b = stylePlot[{ $\epsilon_{x212}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{x212}$ ", "", {{0., te}, {0, 1.025}}]
p097b = stylePlot[{ $\epsilon_{x221}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{x221}$ ", "", {{0., te}, {0, 1.025}}]
p098b = stylePlot[{ $\epsilon_{x222}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{x222}$ ", "", {{0., te}, {0, 1.025}}]

p099 = stylePlot[ $\epsilon_{tx1}[t]$  /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{tx1}$ ", "a", {{0., te}, {0, 0.025}}]
p100 = stylePlot[ $\epsilon_{tx2}[t]$  /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{tx2}$ ", "a", {{0., te}, {0, 0.025}}]

p091y = stylePlot[{ $\epsilon_{y111}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{y111}$ ", "", {{0., te}, {0, 0.05}}]
p092y = stylePlot[{ $\epsilon_{y112}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{y112}$ ", "", {{0., te}, {0, 0.05}}]
p093y = stylePlot[{ $\epsilon_{y121}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{y121}$ ", "", {{0., te}, {0, 0.05}}]
p094y = stylePlot[{ $\epsilon_{y122}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{y122}$ ", "", {{0., te}, {0, 0.05}}]
p095y =
  stylePlot[{ $\epsilon_{y211}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{y211}$ ", "б", {{0., te}, {0, 0.05}}]
p095ay = stylePlot[{ $\epsilon_{y211}[t]$ } /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", " $\epsilon_{y211}$ ", "", {{0., te}, {0, 0.05}}]
p096y = stylePlot[{ $\epsilon_{y212}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{y212}$ ", "", {{0., te}, {0, 0.05}}]
p097y = stylePlot[{ $\epsilon_{y221}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{y221}$ ", "", {{0., te}, {0, 0.05}}]
p098y = stylePlot[{ $\epsilon_{y222}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\epsilon_{y222}$ ", "", {{0., te}, {0, 0.05}}]

p099uu = stylePlot[ $u_{11}[t] \times 1000.$  /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", " $u_{11}$ ", "мм", "a", {{0., te}, {0, 50.}}]
p100uu = stylePlot[ $u_{12}[t] \times 1000.$  /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", " $u_{12}$ ", "мм", "a", {{0., te}, {0, 50.}}]
p0991uu = stylePlot[ $u_{21}[t] \times 1000.$  /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", " $u_{21}$ ", "мм", "a", {{0., te}, {0, 50.}}]
p1002uu = stylePlot[ $u_{22}[t] \times 1000.$  /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", " $u_{22}$ ", "мм", "a", {{0., te}, {0, 50.}}]

p099a = stylePlot[ $a_1[t] \times 1000.$  /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", " $a_1$ ", "мм", "", {{0., te}, {-20000., 20000.}}]
p100a = stylePlot[ $a_2[t] \times 1000.$  /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  " $a_2$ ", "мм", "", {{0., te}, {-20000., 20000.}}]

p091sigma = stylePlot[{ $\sigma_{111}[t]$ } /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", " $\sigma_{111}$ ", "рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p092sigma = stylePlot[{ $\sigma_{112}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  " $\sigma_{112}$ ", "рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p093sigma = stylePlot[{ $\sigma_{121}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  " $\sigma_{121}$ ", "рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p094sigma = stylePlot[{ $\sigma_{122}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  " $\sigma_{122}$ ", "рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p095sigma = stylePlot[{ $\sigma_{211}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  " $\sigma_{211}$ ", "рад.", "б", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]

```

```

p095asigma = stylePlot[{\sigma_{211}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\sigma_{211}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p096sigma = stylePlot[{\sigma_{212}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\sigma_{212}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p097sigma = stylePlot[{\sigma_{221}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\sigma_{221}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p098sigma = stylePlot[{\sigma_{222}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\sigma_{222}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]

p091gamma = stylePlot[{\gamma_{111}[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "\gamma_{111}, рад.", "", {{0., te}, {-10.05, 100.05}}]
p092gamma = stylePlot[{\gamma_{112}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\gamma_{112}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p093gamma = stylePlot[{\gamma_{121}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\gamma_{121}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p094gamma = stylePlot[{\gamma_{122}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\gamma_{122}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p095gamma = stylePlot[{\gamma_{211}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\gamma_{211}, рад.", "б", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p095agamma = stylePlot[{\gamma_{211}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\gamma_{211}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p096gamma = stylePlot[{\gamma_{212}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\gamma_{212}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p097gamma = stylePlot[{\gamma_{221}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\gamma_{221}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]
p098gamma = stylePlot[{\gamma_{222}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\gamma_{222}, рад.", "", {{0., te}, {-0.05, 0.05}}]

p091beta = stylePlot[{\beta_{111}[t]} /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", "\beta_{111}, рад.", "", {{0., te}, {-0.2, 2.0}}]
p092beta = stylePlot[{\beta_{112}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\beta_{112}, рад.", "", {{0., te}, {-0.2, 2.0}}]
p093beta = stylePlot[{\beta_{121}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\beta_{121}, рад.", "", {{0., te}, {-0.2, 2.0}}]
p094beta = stylePlot[{\beta_{122}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\beta_{122}, рад.", "", {{0., te}, {-0.2, 2.0}}]
p095beta = stylePlot[{\beta_{211}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\beta_{211}, рад.", "б", {{0., te}, {-0.2, 2.0}}]
p095beta = stylePlot[{\beta_{211}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\beta_{211}, рад.", "", {{0., te}, {-0.2, 2.0}}]
p096beta = stylePlot[{\beta_{212}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\beta_{212}, рад.", "", {{0., te}, {-0.2, 2.0}}]
p097beta = stylePlot[{\beta_{221}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\beta_{221}, рад.", "", {{0., te}, {-0.2, 2.0}}]
p098beta = stylePlot[{\beta_{222}[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "\beta_{222}, рад.", "", {{0., te}, {-0.2, 2.0}}]

p091alfacg =

```

```

stylePlot[{ $\alpha_{cg}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $\alpha_{cg}$ , рад.", "", {{0., te}, {-0.8, 0.8}}]
p091alfacv = stylePlot[{ $\alpha_{cv}[t]$ } /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", " $\alpha_{cv}$ , рад.", "", {{0., te}, {-0.8, 0.8}}]

p091cx = stylePlot[{ $c_{cx} / 1000000$ } /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", " $c_{cx}$ ,  $10^6$  H·M", "", {{0., te}, {-0., 8.0}}]
p091cy = stylePlot[{ $c_{cy} / 1000000$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  " $c_{cy}$ ,  $10^6$  H·M", "", {{0., te}, {-0., 8.0}}]
p091cz = stylePlot[{ $c_{cz} / 1000000$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  " $c_{cz}$ ,  $10^6$  H·M", "", {{0., te}, {0., 7.0}}]

p091cx = stylePlot[{ $\beta_{cx}$ } /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", " $\beta_{cx}$ , H·c2/M", "", {{0., te}, {-1000., 1000.}}]
p091cy = stylePlot[{ $\beta_{cy}$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  " $\beta_{cy}$ , H·c2/M", "", {{0., te}, {-1000., 1000.}}]
p091cz = stylePlot[{ $\beta_{cz}$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  " $\beta_{cz}$ , H·c2/M", "", {{0., te}, {0., 1000.}}]

p090 = stylePlot[{ $w_{BR}[t]$ } /. sol, {t, 0, te}, "t, c", " $w_{BR}$ , H", "a", {-0.02, 0.10}]

p91 = Plot[Evaluate[ $\epsilon_{111}[t]$  /. sol], {t, 0, te},
  PlotRange -> {{0, te}, {0., 0.025}}, DisplayFunction -> Identity, Frame -> True,
  GridLines -> Automatic, PlotLabel -> Style[ $\epsilon_{111}(t)$ , FontSize -> 14]];
p92 = Plot[Evaluate[ $\epsilon_{112}[t]$  /. sol], {t, 0, te}, PlotRange -> {{0, te}, {0., 0.025}},
  DisplayFunction -> Identity, Frame -> True, GridLines -> Automatic,
  PlotLabel -> Style[ $\epsilon_{112}(t)$ , FontSize -> 14]];
p93 = Plot[Evaluate[ $\epsilon_{121}[t]$  /. sol], {t, 0, te}, PlotRange -> {{0, te}, {0., 0.025}},
  DisplayFunction -> Identity, Frame -> True, GridLines -> Automatic,
  PlotLabel -> Style[ $\epsilon_{121}(t)$ , FontSize -> 14]];
p94 = Plot[Evaluate[ $\epsilon_{122}[t]$  /. sol], {t, 0, te}, PlotRange -> {{0, te}, {0., 0.025}},
  DisplayFunction -> Identity, Frame -> True, GridLines -> Automatic,
  PlotLabel -> Style[ $\epsilon_{122}(t)$ , FontSize -> 14]];
p95 = Plot[Evaluate[ $\epsilon_{211}[t]$  /. sol], {t, 0, te}, PlotRange -> {{0, te}, {0., 0.025}},
  DisplayFunction -> Identity, Frame -> True, GridLines -> Automatic,
  PlotLabel -> Style[ $\epsilon_{211}(t)$ , FontSize -> 14]];
p96 = Plot[Evaluate[ $\epsilon_{212}[t]$  /. sol], {t, 0, te}, PlotRange -> {{0, te}, {0., 0.025}},
  DisplayFunction -> Identity, Frame -> True, GridLines -> Automatic,
  PlotLabel -> Style[ $\epsilon_{212}(t)$ , FontSize -> 14]];
p97 = Plot[Evaluate[ $\epsilon_{221}[t]$  /. sol], {t, 0, te}, PlotRange -> {{0, te}, {0., 0.025}},
  DisplayFunction -> Identity, Frame -> True, GridLines -> Automatic,
  PlotLabel -> Style[ $\epsilon_{221}(t)$ , FontSize -> 14]];
p98 = Plot[Evaluate[ $\epsilon_{222}[t]$  /. sol], {t, 0, te}, PlotRange -> {{0, te}, {0., 0.025}},
  DisplayFunction -> Identity, Frame -> True, GridLines -> Automatic,
  PlotLabel -> Style[ $\epsilon_{222}(t)$ , FontSize -> 14]];

```

```
Show[GraphicsRow[{p91, p92, p93, p94}, ImageSize → 750]]
Show[GraphicsRow[{p95, p96, p97, p98}, ImageSize → 750]]

p0101 = stylePlot[{N111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "N111, H", "", {-2500, 20 000}]
p0102 = stylePlot[{N112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "N112, H", "", {-2500, 20 000}]
p0103 = stylePlot[{N121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "N121, H", "", {-2500, 20 000}]
p0104 = stylePlot[{N122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "N122, H", "", {-2500, 20 000}]
p0105 = stylePlot[{N211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "N211, H", "", {-2500, 20 000}]
p0105a = stylePlot[{N211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "N211, H", "r", {-2500, 20 000}]
p0106 = stylePlot[{N212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "N212, H", "", {-2500, 20 000}]
p0107 = stylePlot[{N221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "N221, H", "", {-2500, 20 000}]
p0108 = stylePlot[{N222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "N222, H", "", {-2500, 20 000}]

p0108vcc1 = stylePlot[{VM[cc,1][t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Vcc1, H", "a", {-10, 10}]
p0108vcc2 = stylePlot[{VM[cc,2][t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Vcc2, H", "σ", {-10, 10}]
YY1 /. Subscript[x, 1][t] → 1
YY2 /. Subscript[x, 1][t] → 1
(*для графика YY1/.sol*)
p0101YY1 = stylePlot[{YY1} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "YY1", "a", {-2., 12}]
p0101YY2 = stylePlot[{YY2} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "YY2", "σ", {-2., 12}]

p0101p = stylePlot[{P111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "P111, H", "a", {-5000., 5000.}]
p0101p = stylePlot[{P112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "P112, H", "a", {-5000., 5000.}]

p0101y = stylePlot[{Y111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y111, H", "a", {-5000., 5000.}]
p0102y = stylePlot[{Y112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y112, H", "a", {-5000., 5000.}]
p0103y = stylePlot[{Y121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y121, H", "a", {-5000., 5000.}]
p0104y = stylePlot[{Y122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y122, H", "a", {-5000., 5000.}]
p0105y = stylePlot[{Y211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y211, H", "r", {-5000., 5000.}]
p0106y = stylePlot[{Y212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y212, H", "a", {-5000., 5000.}]
p0107y = stylePlot[{Y221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y221, H", "a", {-5000., 5000.}]
p0108y = stylePlot[{Y222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Y222, H", "a", {-5000., 5000.}]

p0101y = stylePlot[{Kys111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Kys111, H", "a", {0., 50.}]
p0102y = stylePlot[{Kys112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Kys112, H", "a", {0., 50.}]
p0103y = stylePlot[{Kys121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Kys121, H", "a", {0., 50.}]
p0104y = stylePlot[{Kys122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Kys122, H", "a", {0., 50.}]
p0105y = stylePlot[{Kys211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Kys211, H", "r", {0., 50.}]
p0106y = stylePlot[{Kys212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Kys212, H", "a", {0., 50.}]
p0107y = stylePlot[{Kys221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Kys221, H", "a", {0., 50.}]
p0108y = stylePlot[{Kys222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Kys222, H", "a", {0., 50.}]

p101 = Plot[Evaluate[N111[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {10 500., 14 000}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[N111[t], FontSize → 14]];
p102 = Plot[Evaluate[N112[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {10 500., 14 000}},
```

```

Frame → True, PlotLabel → Style[N112[t], FontSize → 14]];
p103 = Plot[Evaluate[N121[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {10 500., 14 000}},
Frame → True, PlotLabel → Style[N121[t], FontSize → 14]];
p104 = Plot[Evaluate[N122[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {10 500., 14 000}},
Frame → True, PlotLabel → Style[N122[t], FontSize → 14]];
p105 = Plot[Evaluate[N211[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {10 500., 14 000}},
Frame → True, PlotLabel → Style[N211[t], FontSize → 14]];
p106 = Plot[Evaluate[N212[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {10 500., 14 000}},
Frame → True, PlotLabel → Style[N212[t], FontSize → 14]];
p107 = Plot[Evaluate[N221[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {10 500., 14 000}},
Frame → True, PlotLabel → Style[N221[t], FontSize → 14]];
p108 = Plot[Evaluate[N222[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {10 500., 14 000}},
Frame → True, PlotLabel → Style[N222[t], FontSize → 14]];
Show[GraphicsRow[{p101, p102, p103, p104}, ImageSize → 750]]
Show[GraphicsRow[{p105, p106, p107, p108}, ImageSize → 750]]

```

```

p0171 = stylePlot[{F111[t]} /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", "F111, H", "", {{0., te}, {-200, 3000}}]
p0172 = stylePlot[{F112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "F112, H", "", {{0., te}, {-200, 3000}}]
p0173 = stylePlot[{F121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "F121, H", "", {{0., te}, {-200, 3000}}]
p0174 = stylePlot[{F122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "F122, H", "", {{0., te}, {-200, 3000}}]
p0175 = stylePlot[{F211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "F211, H", "д", {{0., te}, {500, 3000}}]
p0175a = stylePlot[{F211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "F211, H", "", {{0., te}, {-200, 3000}}]
p0176 = stylePlot[{F212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "F212, H", "", {{0., te}, {-200, 3000}}]
p0177 = stylePlot[{F221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "F221, H", "", {{0., te}, {-200, 3000}}]
p0178 = stylePlot[{F222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "F222, H", "", {{0., te}, {-200, 3000}}]

p171 = Plot[Evaluate[F111[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {-500., 2500}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[F111[t], FontSize → 14]];
p172 = Plot[Evaluate[F112[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {-500., 2500}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[F112[t], FontSize → 14]];
p173 = Plot[Evaluate[F121[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {-500., 2500}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[F121[t], FontSize → 14]];
p174 = Plot[Evaluate[F122[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {-500., 2500}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[F122[t], FontSize → 14]];
p175 = Plot[Evaluate[F211[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {-500., 2500}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[F211[t], FontSize → 14]];
p176 = Plot[Evaluate[F212[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {-500., 2500}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[F212[t], FontSize → 14]];
p177 = Plot[Evaluate[F221[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {-500., 2500}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[F221[t], FontSize → 14]];
p178 = Plot[Evaluate[F222[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {-500., 2500}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[F222[t], FontSize → 14]];
Show[GraphicsRow[{p171, p172, p173, p174}, ImageSize → 750]]
Show[GraphicsRow[{p175, p176, p177, p178}, ImageSize → 750]]

```

```

p071 = stylePlot[{Wx111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wx111, H", "a", {200, 800}]
p072 = stylePlot[{Wx112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wx112, H", "a", {200, 800}]
p073 = stylePlot[{Wx121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wx121, H", "a", {200, 800}]
p074 = stylePlot[{Wx122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wx122, H", "a", {200, 800}]
p075 = stylePlot[{Wx221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wx221, H", "B", {200, 800}]
p076 = stylePlot[{Wx212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wx212, H", "a", {200, 800}]
p077 = stylePlot[{Wx221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wx221, H", "a", {200, 800}]
p078 = stylePlot[{Wx222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wx222, H", "a", {200, 800}]

p071y = stylePlot[{Wy111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wy111, H", "a", {-200.0, 200.}]
p072y = stylePlot[{Wy112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wy112, H", "a", {-200.0, 200.}]
p073y = stylePlot[{Wy121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wy121, H", "a", {-200.0, 200.}]
p074y = stylePlot[{Wy122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wy122, H", "a", {-200.0, 200.}]
p075y = stylePlot[{Wy221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wy221, H", "B", {-200.0, 200.}]
p076y = stylePlot[{Wy212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wy212, H", "a", {-200.0, 200.}]
p077y = stylePlot[{Wy221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wy221, H", "a", {-200.0, 200.}]
p078y = stylePlot[{Wy222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wy222, H", "a", {-200.0, 200.}]

p071y = stylePlot[{Wp111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wp111, H", "a", {-200.0, 200.}]
p072y = stylePlot[{Wp112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wp112, H", "a", {-200.0, 200.}]
p073y = stylePlot[{Wp121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wp121, H", "a", {-200.0, 200.}]
p074y = stylePlot[{Wp122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wp122, H", "a", {-200.0, 200.}]
p075y = stylePlot[{Wp221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wp221, H", "B", {-200.0, 200.}]
p076y = stylePlot[{Wp212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wp212, H", "a", {-200.0, 200.}]
p077y = stylePlot[{Wp221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wp221, H", "a", {-200.0, 200.}]
p078y = stylePlot[{Wp222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wp222, H", "a", {-200.0, 200.}]

p71 = Plot[Evaluate[Wx111[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {50., 350}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Wx111[t], FontSize → 14]];
p72 = Plot[Evaluate[Wx112[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {50., 350}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Wx112[t], FontSize → 14]];
p73 = Plot[Evaluate[Wx121[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {50., 350}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Wx121[t], FontSize → 14]];
p74 = Plot[Evaluate[Wx122[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {50., 350}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Wx122[t], FontSize → 14]];
p75 = Plot[Evaluate[Wx211[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {50., 350}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Wx211[t], FontSize → 14]];
p76 = Plot[Evaluate[Wx212[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {50., 350}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Wx212[t], FontSize → 14]];
p77 = Plot[Evaluate[Wx221[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {50., 350}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Wx221[t], FontSize → 14]];
p78 = Plot[Evaluate[Wx222[t] /. sol], {t, 0, te}, DisplayFunction → Identity,
  GridLines → Automatic, PlotRange → {{0, te}, {50., 350}},
  Frame → True, PlotLabel → Style[Wx222[t], FontSize → 14]];
Show[GraphicsRow[{p71, p72, p73, p74}, ImageSize → 750]]
Show[GraphicsRow[{p75, p76, p77, p78}, ImageSize → 750]]

```

(* Результаты торможения рельсовыми тормозами*)

```

p02g = stylePlot[{xg21[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "xg21, м", "e", {0, 40}]
p01g = stylePlot[{(xg21)'[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "xg21', м/с", "B"]
p03g = stylePlot[{(xg21)''[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "xg21'', м/с2", "д", {-1.5, 1.5}]

p02m = stylePlot[{xm211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "xm211, м", "e", {-0, 40}]
p01m = stylePlot[{(xm211)'[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "xm211', м/с", "B"]
p03m = stylePlot[{(xm211)''[t]} /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", "xm211'', м/с2", "д", {-25.0, 25.0}]

Fny0
B
B lm
B 0.425
p0171fm =
  stylePlot[{kvf[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "kvf", "", {{0., te}, {-0.0, 1.2}}]
p0171fm = stylePlot[{kvm[t]} /. sol, {t, 0, te},
  "t, c", "kvm", "", {{0., te}, {-0.0, 1.2}}]

p0171fm =
  stylePlot[{fm[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "fm", "B", {{0., te}, {0.04, 0.14}}]
p0171fmv = ParametricPlot[Evaluate[{(x2)'[t], fm[t]} /. sol],
  {t, te, 0}, AspectRatio → 1]
p0171fg = stylePlot[{fg[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "fg", "r", {{0., te}, {0.05, 0.20}}]
p0171fmv = ParametricPlot[Evaluate[{(x2)'[t], fg[t]} /. sol],
  {t, te, 0}, AspectRatio → 1]

p0171nm = stylePlot[{Fn111[t]} /. sol,
  {t, 0, te}, "t, c", "Fn111, Н", "", {{0., te}, {-1000, 20 000}}]
p0172nm = stylePlot[{Fn112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "Fn112, Н", "", {{0., te}, {-1000, 20 000}}]
p0172nmi = stylePlot[{Fn113[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "Fn113, Н", "", {{0., te}, {-1000, 20 000}}]
p0173nm = stylePlot[{Fn121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "Fn121, Н", "", {{0., te}, {-1000, 20 000}}]
p0174nm = stylePlot[{Fn122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "Fn122, Н", "", {{0., te}, {-1000, 20 000}}]
p0174nmi = stylePlot[{Fn123[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "Fn123, Н", "", {{0., te}, {-1000, 20 000}}]
p0175nm = stylePlot[{Fn211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "Fn211, Н", "a", {{0., te}, {-1000, 20 000}}]
p0175nma = stylePlot[{Fn211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
  "Fn211, Н", "a", {{0., te}, {-1000, 20 000}}]
p0176nm = stylePlot[{Fn212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",

```

```

"Fn212, H", "", {{0., te}, {-1000, 20000}}]
p0176nmi = stylePlot[{Fn213[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fn213, H", "", {{0., te}, {-1000, 20000}}]
p0177nm = stylePlot[{Fn221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fn221, H", "", {{0., te}, {-1000, 20000}}]
p0178nm = stylePlot[{Fn222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fn222, H", "", {{0., te}, {-1000, 20000}}]
p0178nmi = stylePlot[{Fn223[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fn223, H", "", {{0., te}, {-1000, 20000}}]

p0171m = stylePlot[{Fm111[t]} /. sol,
{t, 0, te}, "t, c", "Fm111, H", "", {{0., te}, {-100, 2500}}]
p0172m = stylePlot[{Fm112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fm112, H", "", {{0., te}, {-100, 2500}}]
p0173m = stylePlot[{Fm121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fm121, H", "", {{0., te}, {-100, 2500}}]
p0174m = stylePlot[{Fm122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fm122, H", "", {{0., te}, {-100, 2500}}]
p0175m = stylePlot[{Fm211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fm211, H", "6", {{0., te}, {-100, 2500}}]
p0175ma = stylePlot[{Fm211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fm211, H", "σ", {{0., te}, {-100, 2500}}]
p0176m = stylePlot[{Fm212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fm212, H", "", {{0., te}, {-100, 2500}}]
p0177m = stylePlot[{Fm221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fm221, H", "", {{0., te}, {-100, 2500}}]
p0178m = stylePlot[{Fm222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fm222, H", "", {{0., te}, {-100, 2500}}]

p0171g = stylePlot[{Fg11[t]} /. sol,
{t, 0, te}, "t, c", "Fg11, H", "", {{0., te}, {-1000, 3000}}]
p0173g = stylePlot[{Fg12[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fg12, H", "", {{0., te}, {-1000, 3000}}]
p0175g = stylePlot[{Fg21[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fg21, H", "σ", {{0., te}, {-1000, 3000}}]
p0175ga = stylePlot[{Fg21[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fg21, H", "6", {{0., te}, {-1000, 3000}}]
p0178g = stylePlot[{Fg22[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"Fg22, H", "", {{0., te}, {-1000, 3000}}]

p0171kg =
stylePlot[{kg21[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "kg21", "a", {{0., te}, {-0.2, 1.1}}]
p0171ko = stylePlot[{ko221[t]} /. sol, {t, 0, te},
"t, c", "ko221", "", {{0., te}, {-0.2, 1.1}}]
p0172kg = stylePlot[{kc221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"kc221", "", {{0., te}, {-0.2, 1.1}}]
p0173kg = stylePlot[{kf221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",

```

```

"κf221", "", {{0., te}, {-0.2, 1.1}}]
p0174kg = stylePlot[{κd221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"κd221", "", {{0., te}, {-0.2, 1.1}}]
p0175kg = stylePlot[{κd222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"κd222", "", {{0., te}, {-0.2, 1.1}}]

p091ym =
stylePlot[{εym111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εym111", "", {{0., te}, {-0., 0.1}}]
p092ym = stylePlot[{εym112[t]} /. sol, {t, 0, te},
"t, c", "εym112", "", {{0., te}, {-0., 0.1}}]
p093ym = stylePlot[{εym121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"εym121", "", {{0., te}, {-0., 0.1}}]
p094ym = stylePlot[{εym122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"εym122", "", {{0., te}, {-0., 0.1}}]
p095ym = stylePlot[{εym211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"εym211", "σ", {{0., te}, {-0., 0.1}}]
p095aym = stylePlot[{εym211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"εym211", "", {{0., te}, {-0.02, 0.02}}]
p096ym = stylePlot[{εym212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"εym212", "", {{0., te}, {-0., 0.1}}]
p097ym = stylePlot[{εym221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"εym221", "", {{0., te}, {-0., 0.1}}]
p098ym = stylePlot[{εym222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"εym222", "", {{0., te}, {-0., 0.1}}]

p091yg =
stylePlot[{εyg11[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "εyg11", "", {{0., te}, {-0., 0.04}}]
p093yg = stylePlot[{εyg12[t]} /. sol, {t, 0, te},
"t, c", "εyg12", "", {{0., te}, {-0., 0.04}}]
p095yg = stylePlot[{εyg21[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"εyg21", "σ", {{0., te}, {-0., 0.04}}]
p095ayg = stylePlot[{εyg21[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"εyg21", "", {{0., te}, {-0., 0.04}}]
p097yg = stylePlot[{εyg22[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c",
"εyg22", "", {{0., te}, {-0., 0.04}}]

p071ym = stylePlot[{Wym111[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wym111", "H", "a", {-150, 150}]
p072ym = stylePlot[{Wym112[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wym112", "H", "a", {-150, 150}]
p073ym = stylePlot[{Wym121[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wym121", "H", "a", {-150, 150}]
p074ym = stylePlot[{Wym122[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wym122", "H", "a", {-150, 150}]
p075ym = stylePlot[{Wym211[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wym211", "H", "B", {-150, 150}]
p076ym = stylePlot[{Wym212[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wym212", "H", "a", {-150, 150}]
p077ym = stylePlot[{Wym221[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wym221", "H", "a", {-150, 150}]
p078ym = stylePlot[{Wym222[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wym222", "H", "a", {-150, 150}]

p071yg = stylePlot[{Wyg11[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wyg11", "H", "a", {-100, 100}]
p073yg = stylePlot[{Wyg12[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wyg12", "H", "a", {-100, 100}]
p075yg = stylePlot[{Wyg22[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wyg21", "H", "B", {-100, 100}]
p077yg = stylePlot[{Wyg22[t]} /. sol, {t, 0, te}, "t, c", "Wyg22", "H", "a", {-100, 100}]

```

```

p02150 =
  Grid[{{p081, p095}, {p075, p0105a}, {p0175, p02x2}, {p01, p03}}, ItemSize → Full]

p02160 = Grid[{{p091, p092, p093, p094}, {p095a, p096, p097, p098},
  {p0171, p0172, p0173, p0174}, {p0175a, p0176, p0177, p0178}}, ItemSize → All]
(*p02160=Grid[{{p091,p092,p093,p094}, {p095b,p096b,p097b,p098b},
  {p0171,p0172,p0173,p0174}, {p0175a,p0176,p0177,p0178}}, ItemSize→All]*)

p0217 = Grid[{{p0210, p0211, p0213}, {p0202, p0206, p0213a}}, ItemSize → Full]

p0218 = Grid[{{put1, put2}, {put3, put4}}, ItemSize → Full]
p0219 =
  Grid[{{put5, put6}, {put7, put8}, {put9, put10}, {put11a, put12a}}, ItemSize → Full]
p0220 = Grid[{{put11, put12}}, ItemSize → Full]
p0221 = Grid[{{put5H, put6H}, {put1RdL, put1RdR}}, ItemSize → Full]

p02151 =
  Grid[{{p0175nma, p0175ma}, {p01m, p0105}, {p03m, p02x2}, {p01, p03}}, ItemSize → Full]

p02152 =
  Grid[{{p0171kg, p0175ga}, {p01g, p0105}, {p03g, p02x2}, {p01, p03}}, ItemSize → Full]

p02162 = Grid[{{p0101, p0102, p0103, p0104}, {p0105, p0106, p0107, p0108},
  {p0171, p0172, p0173, p0174}, {p0175a, p0176, p0177, p0178}}, ItemSize → All]

p02163 = Grid[{{p0171fm, p0171fg}}, ItemSize → Full]

p02164 = Grid[{{p090, p00001RB0}}, ItemSize → Full]

```

Экспорт графиков

```

export[catalog_, plnum_] :=
  Module[{i, len}, CreateDirectory[catalog]; len = Length[plnum];
  i = 1; Do[Export[catalog <> "\p0" <> ToString[plnum[[i]]] <> ".png",
    M["p0", plnum[[i]], ImageResolution → 300]; i++, {len}];

clog = NotebookDirectory[] <> FileNameTake[NotebookFileName[]] <> "_pics"
plnum = {2150, 2151, 2152, 2160, 2162, 2163, 2164, 217, 218, 219, 220, 221};
export[clog, plnum]

(*Export["p0216.png", p0216, ImageResolution→300]*)

```

Тестирование на сходимость результатов решения динамической модели с результатами классической механики

```

Table[iFM[i,n,j] = FunctionInterpolation[FM[i,n,j][t] /. sol, {t, 0, te}],
  {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}]
Table[iWM[x,i,n,j] = FunctionInterpolation[WM[x,i,n,j][t] /. sol, {t, 0, te}],
  {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}]
Table[iiM[p,i] = FunctionInterpolation[iM[p,i][t] /. sol, {t, 0, te}], {i, 2}]
Table[iFM[m,i,j,m] = FunctionInterpolation[FM[m,i,j,m][t] /. sol, {t, 0, te}],
  {i, 2}, {j, 2}, {m, 3}]
Table[iFM[g,i,j] = FunctionInterpolation[FM[g,i,j][t] /. sol, {t, 0, te}], {i, 2}, {j, 2}]
Table[iWM[p,i,n,j] = FunctionInterpolation[WM[p,i,n,j][t] /. sol, {t, 0, te}],
  {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}]
Table[iYM[i,n,j] = FunctionInterpolation[YM[i,n,j][t] /. sol, {t, 0, te}],
  {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}]
Table[iYM[i,n,j] = FunctionInterpolation[YM[i,n,j][t] /. sol, {t, 0, te}],
  {i, 2}, {n, 2}, {j, 2}]
wBR = FunctionInterpolation[wBR[t] /. sol, {t, 0, te}]

```

$\Delta t = 4.0$

$\Delta t t = 4.0$

$$Finj = \frac{\left(\sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t+tm+txx}^{te-\Delta tt} iF_{M[i,n,j]}[t] dt + \sum_{i=1}^2 \sum_{m=1}^3 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t+tm+txx}^{te-\Delta tt} iF_{M[m,i,j,m]}[t] dt + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t+tm+txx}^{te-\Delta tt} iF_{M[g,i,j]}[t] dt \right)}{((te - \Delta tt) - (tm + txx + \Delta t))}$$

$$Wx = \frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t+tm+txx}^{te-\Delta tt} iW_{M[x,i,n,j]}[t] dt}{(te - \Delta tt) - (tm + txx + \Delta t)}$$

$$Wp = \frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t+tm+txx}^{te-\Delta tt} iW_{M[p,i,n,j]}[t] dt}{(te - \Delta tt) - (tm + txx + \Delta t)}$$

$$Y = \frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t+tm+txx}^{te-\Delta tt} iY_{M[i,n,j]}[t] dt}{(te - \Delta tt) - (tm + txx + \Delta t)}$$

$$ip = \frac{\sum_{i=1}^2 \int_{\Delta t+tm+txx}^{te-\Delta tt} ii_{M[p,i]}[t] dt}{2((te - \Delta tt) - (tm + txx + \Delta t))}$$

$$\gamma = \frac{\sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \int_{\Delta t+tm+txx}^{te-\Delta tt} iY_{M[i,n,j]}[t] dt}{(te - \Delta tt) - (tm + txx + \Delta t)}$$

$m_c (w_B + w_{BR})$

m_{loc}

m_c

$x_1'[tm + txx + \Delta t] /. sol$

$x_1'[te - \Delta tt] /. sol$

$Sin[ArcTan[ip]]$

$(x_1[te - \Delta tt] - x_1[tm + txx + \Delta t]) /. sol$

$$\psi_H = \frac{Finj + Wx + Wp + Y Sin[\gamma] + m_c (w_B + w_{BR})}{g_0 (m_{loc} + m_c)}$$

$$s_{klass} = \frac{(x_1'[te - \Delta tt])^2 - (x_1'[tm + txx + \Delta t])^2}{2 g_0 (Sin[ArcTan[-ip]] - \psi_H Cos[ArcTan[-ip]])} /. sol$$

$$shodimost = \frac{x_1[te - \Delta tt] - x_1[tm + txx + \Delta t]}{s_{klass}} /. sol$$

Сохранение результатов

```
(*expName =FileNameTake[NotebookFileName[]] <> "_Results.mx";*)  
  
(*DumpSave[expName, {sol, data, te,tm,txx,V0,PT,PA,PP,Mdi,Mdin,Msinj,  
  Mti,dataD1,dataD2,dataD11,dataD12,dataD21,dataD22,dataS111,dataS112,  
  dataS121,dataS122,dataS211,dataS212,dataS221,dataS222,dataT1,dataT2}];*)
```

Загрузка результатов

```
expName = FileNameTake[NotebookFileName[]] <> "_Results.mx"  
  
(*SetDirectory[NotebookDirectory[]]*)  
  
(*Get[expName]*)
```

Приложение Б

Пример составления файла *Path Parametrs.xls*

Заезд восточного откаточного полевого штрака

Параметр	$I_{уст}$	R	S_p	i_s	i_p	h_L	h_R	$I_{фL}$	$I_{фR}$	$I_{дL}$	$I_{дR}$	ψ_L	ψ_R
Ед. из.	М	М	М			ММ	ММ	ММ	ММ	М	М	М	М
0	0,00	30,00	0,9120	-0,0195	-0,0240								
1	0,75	30,00	0,9225	-0,0015	-0,0275								
2	1,50	21,50	0,9315	0,0160	-0,0315								
3	2,25	26,50	0,9320	0,0075	-0,0285								
4	3,00	24,50	0,9320	0,0010	-0,0245								
5	3,75	20,00	0,9320	0,0035	-0,0250								
6	4,50	20,00	0,9320	0,0060	-0,0245								
7	5,25	20,00	0,9310	0,0095	-0,0258	{5,0,25}							
8	6,00	21,00	0,9310	0,0130	-0,0310		{5,0}						
9	6,75	20,50	0,9310	-0,0150	-0,0328								
10	7,50	20,25	0,9290	-0,0180	-0,0350								
11	8,25	20,25	0,9270	0,0185	-0,0365								
12	9,00	20,00	0,9250	0,0190	-0,0380								
13	9,75	20,00	0,9210	0,0180	-0,0328	{3,0,5}				{2,2,0,15}			
14	10,50	23,00	0,9230	0,0170	-0,0335		{3,0,25}				{2,1,0,1}		
15	11,25	22,50	0,9270	0,0170	-0,0290								
16	12,00	21,50	0,9290	0,0170	-0,0247								
17	12,75	20,00	0,9280	0,0140	-0,0248								
18	13,50	20,00	0,9210	0,0110	-0,0250								
19	14,25	21,75	0,9200	0,0250	-0,0250	{7,0}							
20	15,00	21,25	0,9200	0,0060	-0,0250		{7,0,1}						
21	15,75	20,00	0,9180	-0,0125	-0,0265								
22	16,50	20,00	0,9180	-0,0190	-0,0285								
23	17,25	16,25	0,9170	-0,0215	-0,0288								
24	18,00	20,00	0,9150	-0,0240	-0,0290								
25	18,75	20,00	0,9140	-0,0225	-0,0293								
26	19,50	24,00	0,9130	-0,0210	-0,0295					{7,7,0,35}			
27	20,25	23,75	0,9130	-0,0150	-0,0318					{7,75,0,2}			
28	21,00	23,50	0,9130	-0,0090	-0,0210								
29	21,75	30,00	0,9100	0,0090	-0,0210								
30	22,50	41,00	0,9080	0,0000	-0,0250								
31	23,25	52,00	0,9080	0,0000	-0,0260					{12,02,0,5}			
32	24,00	64,00	0,9080	0,0120	-0,0280					{13,2,0,55}			

Наукове видання

Проців Володимир Васильович

**МОДЕЛЮВАННЯ ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНОГО ПОТЯГУ НА
ЗАДАНИЙ ДІЛЯНЦІ РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ**

Монографія
(Російською мовою)

Друкується в авторській редакції

Підписано до друку 12.04.2011. Формат 42×30/4.
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 12,2.
Обл. -вид. арк. 16,8. Тираж 300 прим. Зам. № .

Підготовлено до друку та видруковано
у Національному гірничому університеті.
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842.
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.