

На правах рукописи

Евтюков Станислав Сергеевич

**ОЦЕНКА СКОРОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ
ПРОВЕДЕНИИ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ ЭКСПЕРТИЗ**

Специальность: 05.22.10 – Эксплуатация автомобильного транспорта

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2014

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Добромиров Виктор Николаевич

Официальные оппоненты: **Рябчинский Анатолий Иосифович**,
доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВПО «Московский автомобильно-
дорожный государственный технический уни-
верситет (МАДИ)», кафедра «Организация и
безопасность движения», профессор;

Федотов Виталий Николаевич,
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВПО «Национальный минерально-
сырьевой университет «Горный» (Горный уни-
верситет), г. Санкт-Петербург, кафедра автомо-
билей и транспортно-технологических комплек-
сов, доцент;

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Сибирская государственная авто-
мобильно-дорожная академия (СибАДИ)»,
г. Омск

Защита диссертации состоится «23» сентября 2014 г. в 15⁰⁰ часов на заседа-
нии диссертационного совета Д **212.223.02** при ФГБОУ ВПО «Санкт-
Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» по
адресу: 190103, Санкт-Петербург, ул. Курляндская, д. 2/5, ауд. 340-К

Тел./Факс: (812) 316-58-72; E-mail: rector@spbgasu.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Санкт-
Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» и
на сайте www.spbgasu.ru

Отзывы на автореферат (в 2-х экземплярах, заверенные печатями) просьба
отправлять по адресу СПбГАСУ: 190005, Санкт-Петербург, ул. 2-я Красноар-
мейская, д. 4, диссертационный отдел (219 ауд.)

Автореферат разослан «_____» августа 2014 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук,
доцент

Олещенко Елена Михайловна

I. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. Стабильно высокий уровень тяжести последствий дорожно-транспортные происшествия (ДТП) на дорогах Российской Федерации (РФ) диктует необходимость реализации действенных мер по совершенствованию системы обеспечения безопасности дорожного движения. Одним из мероприятий, показавших высокую эффективность воздействия на снижение количества ДТП и тяжести их последствий, является управление скоростью, предусматривающее чёткую регламентацию разрешенных скоростей движения и жесткий контроль исполнения этих норм участниками дорожного движения. Одним из направлений совершенствования системы такого контроля является повышение качества экспертных исследований ДТП, обеспечивающего объективность и достоверность реконструкций действий их участников и экспертных исследований, в том числе на основе оценки скоростного фактора, характеризуемого совокупностью скоростных параметров транспортных средств (ТС) на всех этапах развития ДТП.

Используемые сегодня в российской экспертной практике методы расчётного определения скоростей ТС при ДТП были разработаны в последней четверти прошлого века и во многом не учитывают произошедшие к настоящему времени изменения как в конструкции ТС и в дорожной среде, так и в развитии информационных технологий, обеспечивающих сегодня возможность оперативного и высокодостоверного моделирования самых сложных дорожно-транспортных ситуаций.

В связи с этим, совершенствование научно-методического аппарата оценки скоростного фактора в направлении более детального учёта всех обстоятельств происшествия при проведении дорожно-транспортных экспертиз является актуальной научной задачей.

Степень разработанности темы исследования. Одним из перспективных подходов к определению скоростных параметров ТС при экспертизе ДТП сегодня принято считать математическое моделирование процесса столкновения на основе использования законов сохранения энергии и количества движения. Этому вопросу посвящены труды Иларионова В.А., Кристи Н.М., Боровского Б.Е., Никонова В.Н., Рябчинского А.И., Замараева И.В., Боровкова А.И., Федотова В.Н., Рябоконь Ю.А. и других исследователей. При этом эксперты, как правило, рассматривают транспортные средства в виде материальной точки с сосредоточенной в ней массой, равной массе ТС. Такой подход предполагает, что затраты энергии, необходимой для полного погашения кинетической энергии ТС на путях их разлёта после соударения, полностью определяются работой, совершаемой силой сопротивления движению машин на этих путях до их полной остановки. При этом энергетические затраты на разворот машин после соударения и на преодоление различных пороговых препятствий на путях перемещения считаются пренебрежительно малыми, не оказывающими принципиального влияния на результаты расчёта, а следовательно и на выводы автотехнического эксперта при определении технической возможности предотвращения ДТП. Однако такое допущение представляется недостаточно обоснован-

ным, так как не имеет убедительного подтверждения в научно-технической литературе и требует проведения более глубокого исследования.

Цель и задачи исследования.

Цель исследования – повышение достоверности оценки скорости ТС при ДТП путём уточнения условий и процесса их взаимодействия с элементами дорожной среды на путях перемещения (разлёта) после столкновения.

Задачи исследования:

- анализ роли, места и причин ДТП из-за нарушения скоростного режима в формировании негативной ситуации в системе обеспечения безопасности дорожного движения в РФ;
- анализ методологических процедур и существующего расчетно-методического аппарата реконструкции и экспертизы ДТП и определение направлений их совершенствования;
- уточнение методики определения начальных скоростей движения ТС до столкновения, основанной на использовании законов сохранения энергии и количества движения;
- разработка математической модели взаимодействия одиночного эластичного колеса с пороговым препятствием, обеспечивающей возможность расчёта предельных энергетических затрат на преодоление автомобилем порогового препятствия при ДТП;
- статистические исследования по формированию и актуализации базы данных по жесткостным и демпфирующим характеристикам подвесок современных автомобилей и коэффициентам сцепления пневматических шин с поверхностью дорожного покрытия;
- экспериментальные исследования по определению коэффициентов сцепления пневматических шин с опорной поверхностью различных участков улично-дорожных сетей УДС – тротуаров, бордюрных ограждений, линий разметки, газонов и трамвайных рельс, по определению жесткостных и демпфирующих характеристик элементов подвески отдельных ТС, по определению энергетических затрат ТС на преодоление трамвайных путей;
- сравнительная оценка достоверности традиционных и доработанных методов расчёта скоростей движения ТС до столкновения при ДТП;
- разработка предложений по инструментальному обеспечению подвижной лаборатории для реконструкции ДТП на месте происшествия.

Объект исследования – автотранспортные средства категории M_1 и N_1 , ставшие участниками ДТП.

Предметом исследования является процесс взаимодействия транспортных средств между собой и с элементами дорожной среды при ДТП.

Научная новизна исследования:

1. Уточнена методика определения начальных скоростей движения ТС при ДТП до их столкновения, в части учёта энергетических затрат на разворот машин после соударения и на преодоление пороговых препятствий на путях их перемещения после выхода из контакта.

2. Разработана математическая модель взаимодействия колесного ТС с пороговым препятствием, позволяющая на основе расчёта силовых параметров взаимодействия для каждой характерной фазы преодоления порога определить суммарные максимально возможные затраты энергии на преодоление препятствия при ДТП.

3. Обоснованы аналитические зависимости для расчёта энергоемкости упругих элементов подвески и энергетических затрат на внутреннее трение в подвеске в зависимости от снаряженной массы автомобиля, преодолевающего типовой порог.

4. Экспериментально установлена малозначимость затрат энергии на преодоление трамвайных рельс удовлетворительной укладки на путях разлёта ТС после соударения для расчёта начальной скорости их движения.

5. Разработан метод определения энергоёмкости амортизатора на ходе сжатия при его работе в клапанном режиме в процессе преодоления порогового препятствия.

6. Экспериментально определены значения коэффициентов сцепления для различных опорных поверхностей элементов УДС (тротуары, бордюры, газоны, линии разметки и рельсы трамвайных путей) в интересах расширения базы исходных данных для моделирования ДТП.

7. Разработаны типовые структурные схемы реконструкции и экспертизы ДТП: проведения осмотра места ДТП и транспортного средства; моделирования и анализа механизма ДТП; формирования исходной пространственной схемы ДТП и отчёта о его реконструкции с учётом современной научно-методической и инструментальной базы, а также передового зарубежного опыта.

Методологической основой диссертационного исследования является совокупность теоретических и экспериментальных методов, таких как математическое моделирование физических процессов, стандартизованные методы определения характеристик дорожного покрытия и методы стандартных стендовых испытаний отдельных элементов подвески автомобиля, специально разработанные программа и методика дорожных испытаний натурных образцов ТС, а также вероятностно-статистические методы обработки результатов исследований.

Область исследования соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК 05.22.10 – Эксплуатация автомобильного транспорта, п.7 «Исследования в области безопасности движения с учётом технического состояния автомобиля, дорожной сети, организации движения автомобилей; проведение дорожно-транспортной экспертизы».

Практическая ценность и реализация результатов исследований заключается: в применении разработанной методики оценки скорости ТС при ДТП и методов расчёта энергетических затрат на преодоление пороговых препятствий в практической сфере деятельности автотехнических экспертов; в совершенствовании и расширении доказательной базы при реконструкции ДТП с точки зрения правомерности выбора скоростного режима движения его участ-

никами; в расширении базы знаний и повышении качества подготовки автотехнических экспертов для деятельности в сфере реконструкции ДТП.

Предложенная методика расчета начальных скоростей ТС при ДТП принята к использованию в практике экспертных исследований Институтом безопасности дорожного движения СПбГАСУ, МИП «СПбГАСУ-ДОРСЕРВИС», Экспертно-Правовым Центром «КУАТТРО», ООО «Кит Оценка».

Результаты работы используются в учебном процессе СПбГАСУ при подготовке студентов по специальностям «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» (23.03.03, 23.04.03) и «Организация и безопасность движения» (23.03.01), в Центре повышения квалификации ИБДД СПбГАСУ при переподготовке специалистов «Эксперт-техник по независимой технической экспертизе транспортных средств» и «Судебная инженерно-техническая экспертиза (по специализации судебная автотехническая экспертиза)».

Апробация работы. Основные положения работы докладывались и обсуждались на конференциях: 63,64-я и 67,68,69-я научные конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета СПбГАСУ (2010-2014гг); Международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов молодых ученых и докторантов СПбГАСУ (2012); 78-я международная научно-техническая конференция «Конструктивная безопасность автотранспортных средств» НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» (2012г); 10-я международная научно-практическая конференция «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах. Инновации: ресурс и возможности» (2012г.); 4-я международная конференция «Реконструкция и экспертиза ДТП» (2012г.); 7-я Российско-Германская конференция по безопасности дорожного движения (2014г).

Публикации. Материалы диссертации опубликованы в 13 печатных работах, общим объемом 5,95 п.л., лично автором – 4,35 п.л., в том числе 5 работ опубликованы в изданиях, входящих в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, утвержденный ВАК РФ, получено 2 патента.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав с выводами по каждой из них, заключения. Диссертация содержит 136 страниц машинописного текста, 25 таблиц, 57 рисунков, 81 формулу, 4 приложения и список использованной литературы из 100 наименований работ отечественных и зарубежных авторов.

Во введении сформулирована проблема и обоснована актуальность проводимых исследований, сформулированы их цель и задачи, научная новизна и практическая значимость.

В первой главе проведен анализ дорожно-транспортных происшествий на автомобильном транспорте в РФ по причине нарушения скоростного режима, определен один из действенных путей предупреждения таких ДТП – управление скоростью, выполнен анализ методов расчёта параметров ТС при ДТП и обоснованы задачи исследования.

Во второй главе проведены теоретические исследования по определению скорости ТС при ДТП на основе использования законов сохранения энергии и количества движения, а именно предложена уточненная математическая модель энергетического взаимодействия транспортных средств с объектами ДТП и дорожной обстановки, учитывающая силовые факторы взаимодействия упругого колеса с дорожной поверхностью и с абсолютно жестким пороговым препятствием.

В третьей главе представлены исследования по экспериментальному определению коэффициентов сцепления для различных опорных поверхностей УДС, стендовые исследования характеристик упругих и демпфирующих элементов подвесок ТС, дорожные исследования энергетических затрат ТС на преодоление малых пороговых препятствий.

В четвертой главе предложены типовые структурные схемы реконструкции ДТП и даны направления совершенствования научно-методического и инструментального обеспечения их расследования.

II. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИССЕРТАЦИИ, ВЫНОСИМЫЕ НА ЗАЩИТУ

1. Уточненная методика расчёта начальных скоростей движения ТС при ДТП до их столкновения, в части учёта энергетических затрат на разворот машин после соударения и на преодоление пороговых препятствий на путях их перемещений после выхода из контакта.

В предлагаемом расчёте скоростей ТС до столкновения, основанном на использовании законов сохранения энергии и количества движения, принимается, что кинетическая энергия ТС на стадии их «разлёта» гасится не только работами на преодоление сил сопротивления их перемещению до полной остановки, но и работой сил сопротивления развороту машин вокруг вертикальной оси на отрезке пути до полной остановки. Тогда для ситуации, представленной на рисунке 1, скорости автомобилей марки ТС1 (V'_1) и марки ТС2 (V'_2) после столкновения определяются по зависимостям:

– затраты энергии (работа сил) на перемещение транспортных средств до полной остановки (A_S):

$$A_S = m \cdot g \cdot \phi' \cdot S, \quad (1)$$

где m – фактическая масса ТС в момент ДТП, кг; ϕ' – коэффициент сцепления в направлении перемещения для конкретного участка дороги; S – величина пути перемещения ТС на стадии разлета, м;

– затраты энергии (работа сил) на разворот ТС в процессе его перемещения на стадии разлета (A_R):

$$A_R = m \cdot g \cdot B \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot Y_R}{360} \cdot \phi', \quad (2)$$

где B – колесная база ТС, м; – угол разворота продольной оси ТС в ходе перемещения на стадии разлета, град;

– скорость перемещения ТС после столкновения (V'):

$$V' = 3,6 \cdot \sqrt{\frac{2}{m} \sum_{i=1}^2 A_i}, \quad (3)$$

где A_i – работы сил на перемещение и разворот машины, Дж;

– значения скоростей V_1 и V_2 определим из зависимостей, составленных на основании закона сохранения количества движения с учётом проектирования векторов количества движения ТС1 и ТС2 на координатные оси X и Y.

$$\begin{cases} V_1 = V_1' \cdot \cos Y_1 + \frac{m_2}{m_1} \cdot V_2' \cdot \cos Y_2 \\ V_2 = V_2' \cdot \sin Y_2 + \frac{m_1}{m_2} \cdot V_1' \cdot \sin Y_1 \end{cases}. \quad (4)$$

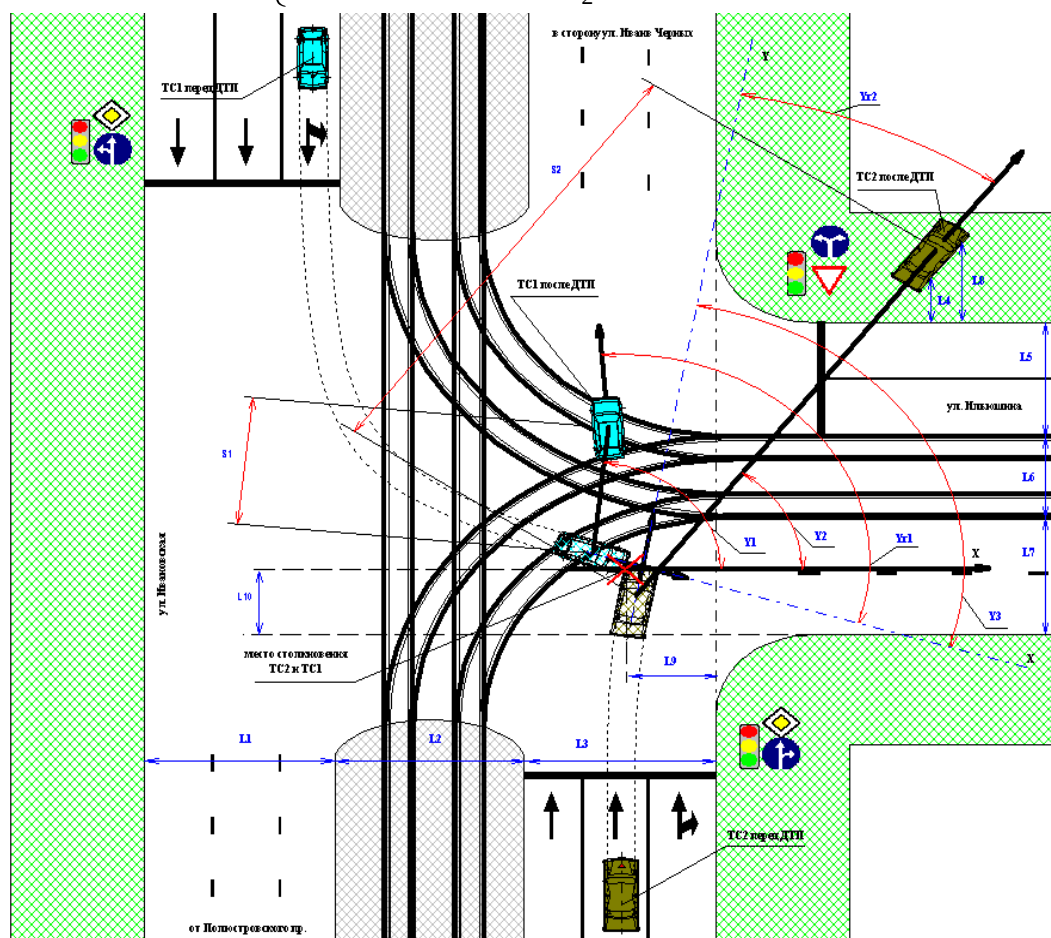


Рис. 1. Схема ДТП, отображающая разлёт ТС после столкновения с разворотом и преодолением бордюра

В УДС городского типа достаточно часто ТС после столкновения имеют контакты с различными элементами дорожного обустройства, такими как трамвайные пути и бордюрные ограждения дорожного полотна. Учитывая доказанный в работе факт, что энергетические затраты на преодоление пороговых препятствий на путях движения ТС в процессе ДТП могут быть соизмеримы с величинами затрат на разворот (A_R), суммарные затраты энергии на перемещение ТС в стадии разлёта в таком случае целесообразно представлять в виде:

$$A_i = A_S + A_R + A_{\Pi}, \quad (5)$$

где A_{Π} – энергетические затраты на преодоление ТС порогового препятствия.

2. Разработана математическая модель взаимодействия колесного ТС с пороговым препятствием, позволяющая на основе расчёта силовых параметров взаимодействия для каждой характерной фазы преодоления порога определить суммарные максимально возможные затраты энергии на преодоление препятствия при ДТП.

Анализ типовых ситуаций «разлёта» ТС при ДТП показывает, что наиболее характерным режимом движения колес под действием толкающего усилия от силы инерции поступательного движения тормозящего автомобиля является движение в режиме юза. При этом имеет место их перескальзывание через пороговое препятствие.

При определении силовых факторов взаимодействия заблокированного колеса с порогом предлагается, в качестве допущения, рассматривать это взаимодействие в виде четырех последовательных квазистатических с точки зрения колебательных процессов фаз (рисунок 2).

Фаза 1 – начальный момент контакта колеса с порогом; фаза 2 – деформация колеса в зоне контакта с ребром порога и подъем его на высоту, соответствующую потере контакта с опорной поверхностью дороги; фаза 3 – скольжение колеса по ребру порога до полного его подъема на высоту порога h ; фаза 4 – скольжение колеса по верхней плоскости порога.

Силовые факторы взаимодействия в первой фазе, а именно толкающее усилие P_1 , осевые нагрузки G_{ai} с учётом их перераспределения при экстренном торможении и статическая деформация шин при известных значениях геометрических, массовых и жесткостных характеристик 2х-осного автомобиля находятся в результате решения системы уравнений:

$$\begin{cases} P_1 = m_a \cdot j_{\text{э}} - R_{z1} \cdot \varphi_d - R_{z2} \cdot \varphi_d \\ R_{z1} = \frac{G_a \cdot (L_2 + \varphi_d \cdot H_G)}{L} \\ R_{z2} = \frac{G_a \cdot (L_1 + \varphi_d \cdot H_G)}{L} \\ G'_{a1} = R_{z1} \\ \Delta_{\text{шз1}} = \frac{R_{z1}}{C_{\text{ш}}} \end{cases}, \quad (6)$$

где $j_{\text{э}}$ – замедление автомобиля при экстренном торможении, м/с^2 ; G_a – полный вес автомобиля, Н ; R_{zi} – нормальная реакция на i -ом колесе; H_G – высота расположения центра тяжести автомобиля, м ; L – база автомобиля, м ; L_1 и L_2 – расстояние от центра тяжести до передней и задний осей соответственно, м ; φ_d – коэффициент сцепления с дорожной поверхностью; $C_{\text{ш}}$ – радиальная жесткость шины, м/Н .

Во второй фазе движение характеризуется параметрами взаимодействия колеса с ребром порога (т.С на рисунке 2, фаза 2) – реакцией $R_{п2}$, направленной к центру колеса и тангенциальной силой сопротивления скольжению колеса по ребру порога $T_{п2}$. Приняв в качестве допущения, что вследствие краткосрочност

$$\Delta_{III2} = \frac{R_{п2}}{C_{III}}. \quad (9)$$

С учётом изложенного выражение (7) преобразуется к виду:

$$R_{п2} = (m_a \cdot j_{\Sigma} - R_{z2} \cdot \varphi_d) \cdot \frac{\sqrt{(r^2 - \frac{R_{п2}}{C_{III}})^2 - (r-h)^2}}{r - \frac{R_{п2}}{C_{III}}} + G_{a2}' \cdot \frac{r-h}{r - \frac{R_{п2}}{C_{III}}}. \quad (10)$$

Для выполнения расчётов Δ_{III} при отсутствии в распоряжении эксперта справочных данных по значению C_{III} может быть использована эмпирическая зависимость:

$$\Delta_{III2} = \frac{k_Z \cdot R_{п2}^{3/4}}{(1 + P_{вш})}, \quad (11)$$

где k_Z – эмпирический коэффициент, равный для широкого диапазона шин 0,08-0,12; $P_{вш}$ – давления воздуха в шинах, кг·с/см².

Энергетические затраты на преодоление порога в фазе 2 с учётом всех принятых допущений определяются работой A_{III} по деформации шины ребром порога под действием силы $R_{п2}$. Максимальное значение этой деформации ограничивается контактом ребра порога с ребордой диска колеса и может быть определена по зависимости:

$$A_{III} = 0,5 \cdot F_{III} \cdot \Delta_{III2}^{\max}. \quad (12)$$

Движение в третьей фазе характеризуется параметрами взаимодействия деформированного колеса с ребром порога ($R_{п3}$ и $T_{п3}$) при скольжении колеса по дуге АС (рисунок 2, фаза 3) до полного подъема его на высоту h с соответствующим изменением потенциальной энергии системы, что сопровождается деформацией сжатия упругого элемента подвески вследствие перемещения («кивка») корпуса машины под действием сил инерции.

Максимальная величина работы по преодолению сил сопротивления деформации подвески ($A_{под}$) определяется для случая въезда на пороговое препятствие по зависимостям:

$$A_{под} = A_{упр} + A_{ам} + A_{тр}, \quad (13)$$

$$A_{упр} = A_{пр} + A_{от}, \quad (14)$$

$$A_{пр} = \frac{F_{ст} + \Delta_{дин} \cdot F_{дин}}{2} \cdot \Delta_{ст} - \frac{\Delta_{ст} \cdot F_{ст}}{2}, \quad (15)$$

$$A_{от} = \frac{F_{от} \cdot \Delta_{от}}{2}, \quad (16)$$

где $A_{упр}$ – работа по преодолению сил сопротивления максимальной деформации упругих элементов подвески, Н·м; $A_{пр}$ – работа по преодолению силы сопротивления максимальной деформации пружины, Н; $A_{от}$ – работа по преодолению силы сопротивления максимальной деформации резинового отбойника, Н; $A_{ам}$ – работа по преодолению сопротивления перемещению штоков амортизаторов при максимальных ходах сжатия подвеске, Н·м, $A_{тр}$ – работа по пре-

одолению сопротивления сил сухого трения в подвески, Н·м; $\Delta_{ст}$ и $\Delta_{дин}$ – статический и динамический хода подвески, м; $F_{ст}$, $F_{дин}$ – усилия в упругом элементе подвески в конце статического и динамического ходов сжатия, Н; $F_{от}$ – максимальная сила сопротивления сжатию отбойника в конце динамического хода сжатия подвески, Н; $\Delta_{от}$ – ход сжатия отбойника, м.

Значение $A_{ам}$ рекомендуется определять с учётом характеристики сопротивления амортизатора сжатию по зависимости (17), предложенной на основании результатов обработки данных экспериментальных исследований амортизаторов.

$$A_{ам} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot S_{п}}{V_{п}} \cdot S_{сж}, \quad (17)$$

где $V_{п}$ – скорость перемещения поршня в амортизаторе, м/с; $S_{п}$ – ход поршня, соответствующий перемещению штока, определяемому кинематикой подвески при её деформации, м; $S_{сж}$ – площадь фигуры на характеристике сопротивления амортизатора сжатию в клапанном режиме, ограниченная кривой характеристики и осью абсцисс при соответствующей скорости.

Для 2^х-осного автомобиля, имеющего разные динамические хода передней ($\Delta_{дин}^{пер}$) и задней ($\Delta_{дин}^{зад}$) подвесок:

$$A_{тр} = 0,11 \cdot \frac{m_{под}^{пер} \cdot g \cdot \Delta_{дин}^{пер}}{2} + 0,11 \cdot \frac{m_{под}^{зад} \cdot g \cdot \Delta_{дин}^{зад}}{2} =$$

$$= 0,055 \cdot g \cdot (m_{под}^{пер} \cdot \Delta_{дин}^{пер} + m_{под}^{зад} \cdot \Delta_{дин}^{зад}), \quad (18)$$

где $m_{дин}^{пер}$ – масса автомобиля приходящаяся на переднюю ось, кг; $m_{дин}^{зад}$ – масса автомобиля приходящаяся на заднюю ось, кг.

Работа $A_{вс}$ по подъёму автомобиля массой m_a на высоту порога h определяется изменением потенциальной энергии системы и рассчитывается по известной зависимости:

$$A_{вс} = G_a \cdot h = m_a \cdot g \cdot h, \quad (19)$$

где m_a – масса автомобиля в момент ДТП, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; h – высота порогового препятствия, м.

Расчёт работы на преодоление сил сопротивления скольжению колеса по ребру порога $A_{ас}$ ведётся по зависимости (20) в предположении, что колесо является неподвижным, а по нему по дуге $АС'$ скользит порог переменной высоты от 0 до h .

$$A_{ас} = \varphi_{п} \cdot \frac{\pi \cdot r}{180} \cdot \int_0^h \arccos\left(\frac{r-h}{r-\Delta_{шп2}}\right) \cdot$$

$$\cdot \left[\left(m_a \cdot j_{\omega} - R_{z2} \cdot \varphi_d \right) \cdot \frac{\sqrt{\left(r-\Delta_{шп2} \right)^2 - (r-h)^2}}{r-\Delta_{шп2}} + G_{a2} \cdot \frac{r-h}{r-\Delta_{шп2}} \right] dh. \quad (20)$$

В четвертой фазе движение характеризуется параметрами взаимодействия колеса с верхней плоскостью порога – вертикальной и тангенциальной реакциями $R_{зп4}$ и $T_{п4}$. При этом, если пренебречь фактом перераспределения веса

автомобиля по осям в связи с его наездом передней осью на порог (ввиду незначительности изменения угла наклона продольной оси к горизонту), то толкающее усилие P_4 может быть рассчитано по аналогии с P_1 :

$$P_4 = m_a \cdot j_{\Theta} - R_{п4} \cdot \varphi_{п} - R_{z2} \cdot \varphi_{д}. \quad (21)$$

$R_{п4}$ принимаем примерно равным R_{z1} , а G'_{a4} примерно равным G'_{a1} . Работу перемещения подрессоренной массы вверх за счёт динамического хода упругого элемента на величину $\Delta_{п4}$ не учитывается, так как она не формирует энергетических затрат на преодоление порога.

В таком случае $T_{п4} = R_{z1} \cdot \varphi_{п}$, а работа A_{CD} на скольжение колеса по верхней плоскости порога шириной $S_{п}$ определяется из выражения:

$$A_{CD} = S_{п} \cdot \varphi_{п} \cdot R_{z1}, \quad (22)$$

где $\varphi_{п}$ – коэффициент сцепления колеса автомобиля с верхней плоскостью порога.

Суммирование всех рассматриваемых энергетических затрат определяет максимально возможные энергетические затраты на преодоление порогового препятствия:

$$A_{\Pi} = A_{BC} + A_{AC} + A_{CD} + A_{упр} + A_{ш} + A_{ам} + A_{тр}. \quad (23)$$

Проведенный численный анализ весомости составляющих энергетических затрат в выражении (23) показывает, что в условиях реализации максимально возможных затрат энергии на преодоление порогового препятствия на пути разлёта ТС затраты на перемещении машины A_S составляют до 75%, все прочие затраты составляют в совокупности до 25%. Игнорирование их при расчётах начальных скоростей движения ТС до ДТП в подобных экстремальных ситуациях может вызывать искажение истинного значения скоростей примерно на 7...8% в сторону их занижения (таблица 1), что приводит к снижению достоверности реконструкции ДТП, и как следствие – к некорректному установлению причинно-следственной связи между действиями водителей и наступившими последствиями.

Таблица 1

Результаты расчёта скоростей движения ТС до столкновения

Вариант расчёта	Транспортное средство	Скорость после столкновения, км/ч	Скорость до столкновения, км/ч
1	расчет с учётом ($A_{Si}+A_{Ri}$)		
	ТС ₁	47,0	71,1
	ТС ₂	35,4	22,2
2	расчет с учётом ($A_{Si}+A_{Ri}+A_{Hi}$)		
	ТС ₁	47,6	71,6
	ТС ₂	35,4	22,4
3	расчет с учётом ($A_{Si}+A_{Ri}+A_{Hi}+A_{CD}+A_{AC}+A_{упр}+A_{ш}+A_{тр}+A_{ам}$)		
	ТС ₁	52,3	76,1
	ТС ₂	35,4	24,4

3. Обоснованы аналитические зависимости для расчёта энергоёмкости упругих элементов подвески и энергетических затрат на внутреннее трение в

подвеске в зависимости от снаряженной массы автомобиля, преодолевающего типовой порог.

В результате статистической обработки информации была сформирована база данных по жесткостным характеристикам подвесок наиболее популярных в России отечественных и иностранных автомобилей, проведены по предложенным зависимостям расчёты предельных энергетических затрат на их деформацию, установлена взаимосвязь этих затрат с одной из базовых характеристик автомобиля – снаряженной массой ($m_{сн}$) и получены аналитические описания этой взаимосвязи для последующего использования в экспертной практике. Графическая интерпретация результатов некоторых расчётов представлена на рисунках 3,4.

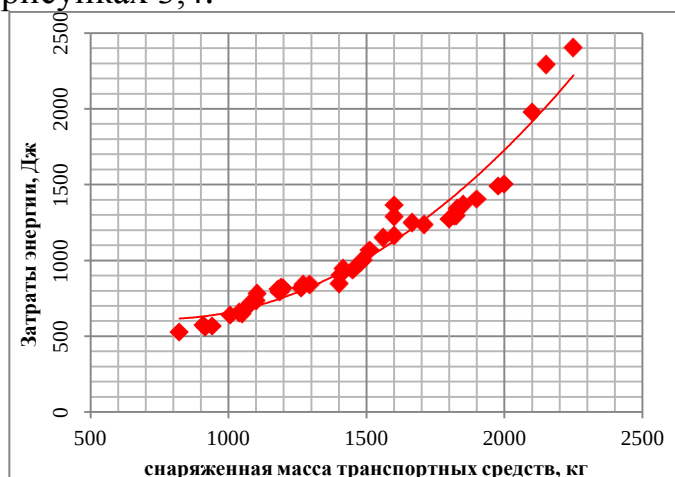


Рис. 3. Зависимость затрат энергии на деформацию упругих элементов передней подвески легковых автомобилей зарубежного производства в пределах динамического хода сжатия от их снаряженной массы

- полиномиальная прямая

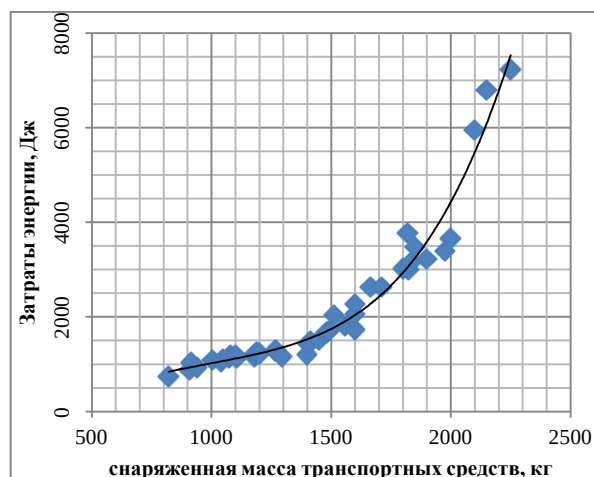


Рис. 4. Зависимость затрат энергии на деформацию упругих элементов задней подвески легковых автомобилей зарубежного производства в пределах динамического хода сжатия от их снаряженной массы

- полиномиальная прямая

Аналитические зависимости, полученные по результатам графического представления выражений $A_{упр}=f(m_{сн})$, где $m_{сн}$ – снаряженная масса автомобиля, и их последующей обработки на ЭВМ с помощью программы Microsoft Excell имеют вид: для легковых автомобилей иностранного производства для передней подвески $A_{упр}^п = 0,0007x^2 - 1,0814x + 1020,7$; для задней подвески $A_{упр}^з = 0,0044x^2 - 9,7514x + 6361,5$; для отечественных легковых автомобилей $A_{упр}^п = 0,0016x^2 - 2,3912x + 1943,3$; $A_{упр}^з = 0,0004x^2 + 0,2446x + 183,43$, где x – соответствует снаряженной массе транспортного средства $m_{сн}$.

Аналогичные выражения получены для расчёта значений энергетических затрат на преодоление сил внутреннего трения в подвеске ($A_{тр}$).

Оценка достоверности предложенных зависимостей с использованием экспериментальных данных по жесткости пружин (рисунок 5) показала, что разность результатов не превышает 5,5%.

4. Оценка значимости затрат энергии на преодоление трамвайных рельс удовлетворительной укладки на путях разлёта ТС после соударения для расчёта начальной скорости их движения.

Определение значимости энергетических затрат ТС на преодоление пороговых препятствий малой высоты (до 0,03м) в формировании совокупных затрат энергии на полное гашение скорости автомобиля при торможении в режиме юза осуществлялось экспериментально. Испытания проводились на специально выбранных участках улично-дорожных сетей с трамвайными путями в г.Санкт-Петербурге. В качестве объекта испытаний использовались легковые автомобили снаряженной массы.

Затраты энергии на полную остановку ТС определялись работой торможения в экстренном режиме до его полной остановки:

$$A = m_a \cdot g \cdot \phi \cdot S. \quad (24)$$

Затраты энергии на преодоление препятствий в виде рельс на пути торможения автомобиля (A_p) определялись, как разница суммарных энергетических затрат на остановку ТС в идентичных начальных условиях при движении по участкам без препятствий (A) и с препятствиями ($A_{пр}$):

$$A_p = A - A_{пр}. \quad (25)$$

Анализ результатов экспериментов показывает, что затраты энергии ТС на преодоление в режиме торможения до юза трамвайных путей высотой $h=0,03$ м, для автомобиля Форд Фокус на сухой проезжей части могут достигать 7,3%, на мокрой проезжей части – 6,0% от затрат энергии на полную остановку ТС, а для транспортного средства отечественного производства ВАЗ-2107 на сухой проезжей части – 6,5%. При этом затраты энергии на деформацию подвески и шин в числе прочих составляющих затрат на преодоление одиночного рельса находятся в пределах 5% и составляют не более 0,4% от общих затрат энергии на полную остановку ТС с преодолением двухпутного трамвайного полотна. Пренебрежительно малое значение указанных затрат дает основание не учитывать их при реконструкции ДТП в подобной дорожной ситуации

5. Разработан метод определения энергоёмкости амортизатора на ходе сжатия при его работе в клапанном режиме в процессе преодоления порогового препятствия.

Метод включает экспериментальное построение рабочих характеристик амортизаторов в координатах «перемещение штока – усилие на штоке» и характеристик сопротивления на штоке амортизатора при заданных скоростях его перемещения для последующего расчёта энергоёмкости амортизатора при моделировании взаимодействия ТС с пороговым препятствием.

Эксперименты проводились на динамометрическом стенде фирмы «Miletto» для испытаний амортизаторов (рисунок 6). Образцы полученных характеристик представлены на рисунках 7 и 8.

Для определения энергоёмкости амортизаторов $A_{ам}$, участки характеристик на ходе сжатия и отбоя были аппроксимированы прямыми линиями. Это допущение позволило интегрировать характеристику сопротивления амортизатора за время $0,5T$ площадью фигур, образуемых линией аппроксимированных хара-



Рис. 5. Испытание пружины подвески ТС на разрывной машине Р-5



Рис. 6. Испытание амортизатора ТС на стенде «Miletto».

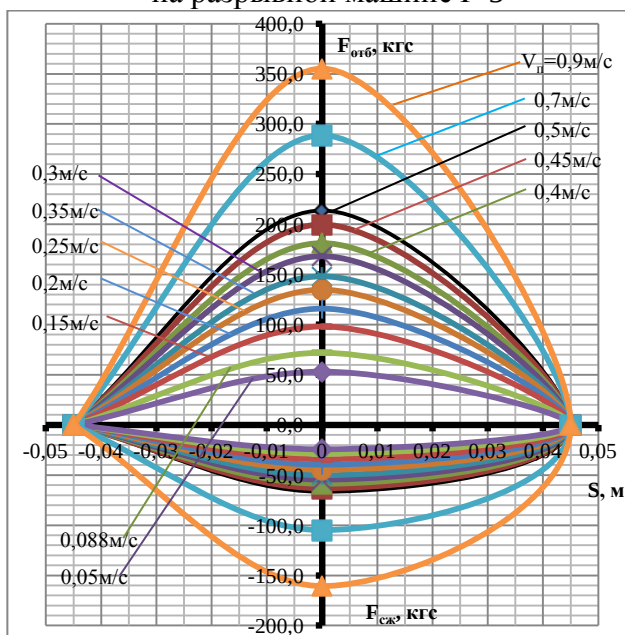


Рис. 7. Рабочая характеристика однотрубного переднего гидропневматического амортизатора

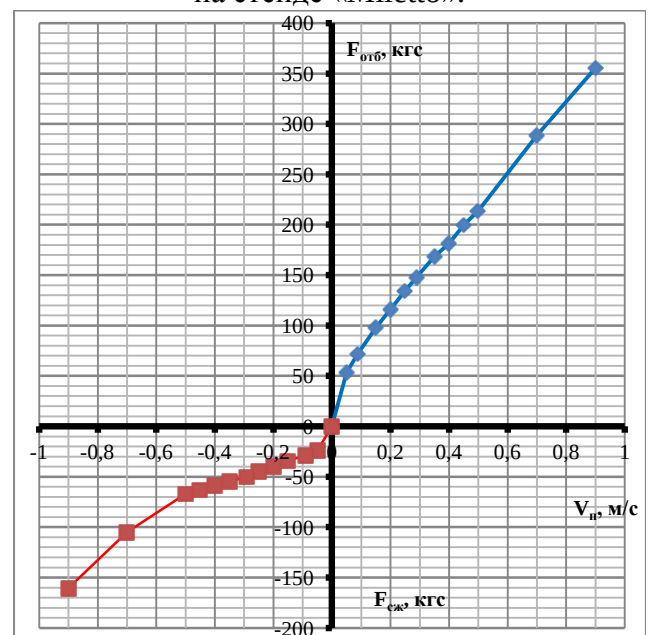


Рис. 8. Характеристика сопротивления однотрубного переднего гидропневматического амортизатора

ктеристик и осью абсцисс. При этом T – период одного цикла гармонических колебаний, с. Выполняемая амортизатором работа определяется выражением:

$$A_{ам} = 0,5 \cdot T \cdot (S_{сж} + S_{отб}), \quad (26)$$

где $S_{сж}$ и $S_{отб}$ – площади фигур характеристики сопротивления на сжатии и отбоя соответственно, m^2 .

Значение T определялось из выражения для расчёта максимальной скорости поршня:

$$V_{пmax} = \pi \cdot S_{п} \cdot N, \quad (27)$$

где $S_{п}$ – ход поршня, м; N – частота колебания поршня, Гц.

С учётом $T = \frac{1}{N}$ и зависимости (27) период колебаний поршня определяется по формуле:

$$T = \frac{\pi \cdot S_{\pi}}{V_{\Pi \max}}. \quad (28)$$

Для определения энергоемкости амортизатора только на ходе сжатия с учётом (28) зависимость (26) трансформируется к виду:

$$A_{\text{ам}} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot S_{\pi}}{V_{\Pi \max}} \cdot S_{\text{сж}}. \quad (29)$$

6. Экспериментально определены значения коэффициентов сцепления для различных опорных поверхностей УДС (тротуары, бордюры, газоны, линии разметки и рельсы трамвайных путей), в интересах расширения базы исходных данных для моделирования ДТП.

К числу специфических опорных поверхностей УДС были отнесены такие их участки, движение по которым в штатном режиме не является характерным (крайне ограничено или вообще исключено), но с которыми в силу специфики ДТП неизбежно приходится контактировать колесному движителю ТС. Значения коэффициентов сцепления для таких видов поверхностей в литературе противоречивы или вообще отсутствуют. Исследованиям с использованием динамометрической установки ППК-МАДИ-ВНИИБД подвергались реальные участки таких поверхностей, выбранные на УДС г. Санкт-Петербурга. Отдельные результаты испытаний представлены в таблице 2.

Таблица 2

Значения коэффициентов сцепления для некоторых различных участков УДС

№ п/п	Вид опорной поверхности	Значение коэффициента сцепления ϕ
		сухая поверхность
1	поверхность дорожного бордюрного ограждения (бетонное)	0,57
2	тротуарное покрытие из тротуарного камня	0,62
3	поверхность рельс трамвайных путей	0,32

Результаты экспериментального определения коэффициентов сцепления для специфических опорных поверхностей городской УДС, полученные впервые, сведены в базу данных и рекомендуются к использованию в экспертной практике.

7. Разработаны типовые структурные схемы реконструкции и экспертизы ДТП.

На рисунках 10-12 представлены уточненные структурные схемы реконструкции и экспертизы ДТП, доработанные (выделено цветом) с учётом использования современных достижений в областях информационного, программного и инструментального обеспечения процедур их расследования.

В интересах реализации представленных структурных схем был предложен перечень оборудования для инструментального обеспечения подвижной лаборатории реконструкции ДТП на месте происшествия, и реализованный в макетном образце такой лаборатории, созданном в ИБДД СПбГАСУ (рисунок 13,14).



Рис. 10. Уточненная типовая структурная схема осмотра места ДТП

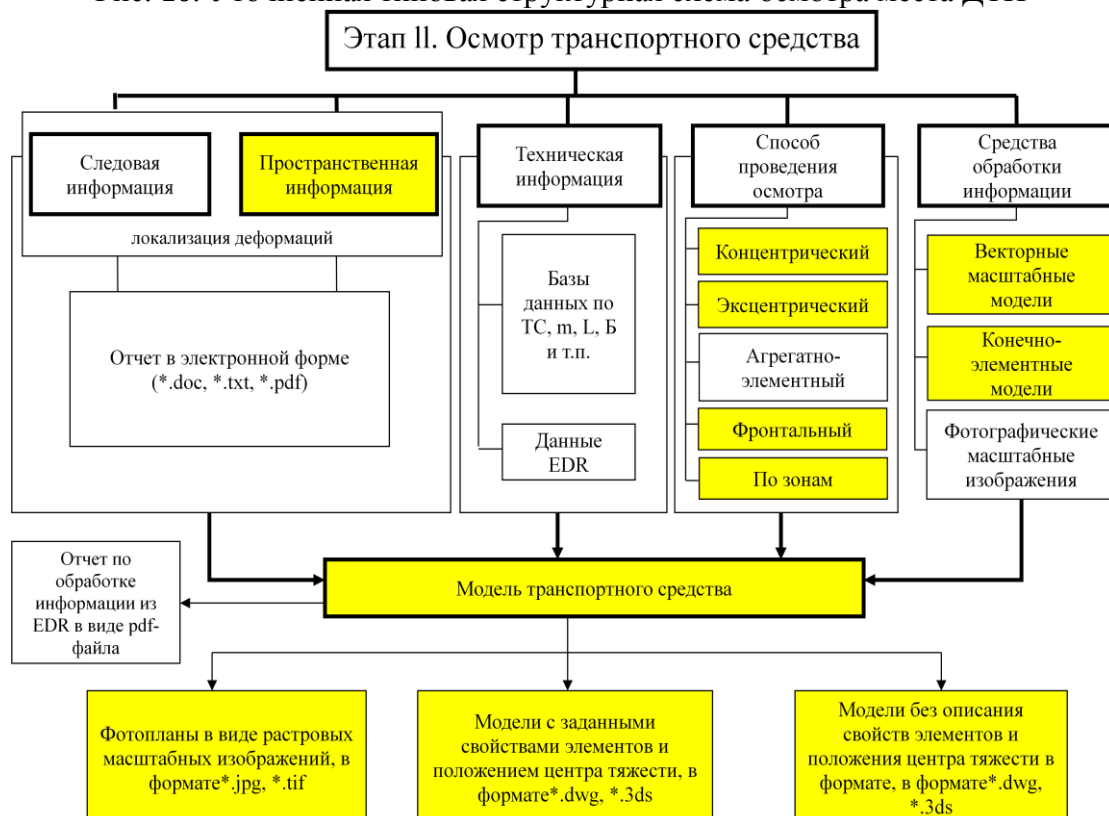


Рис. 11 Уточненная типовая структурная схема осмотра транспортного средства

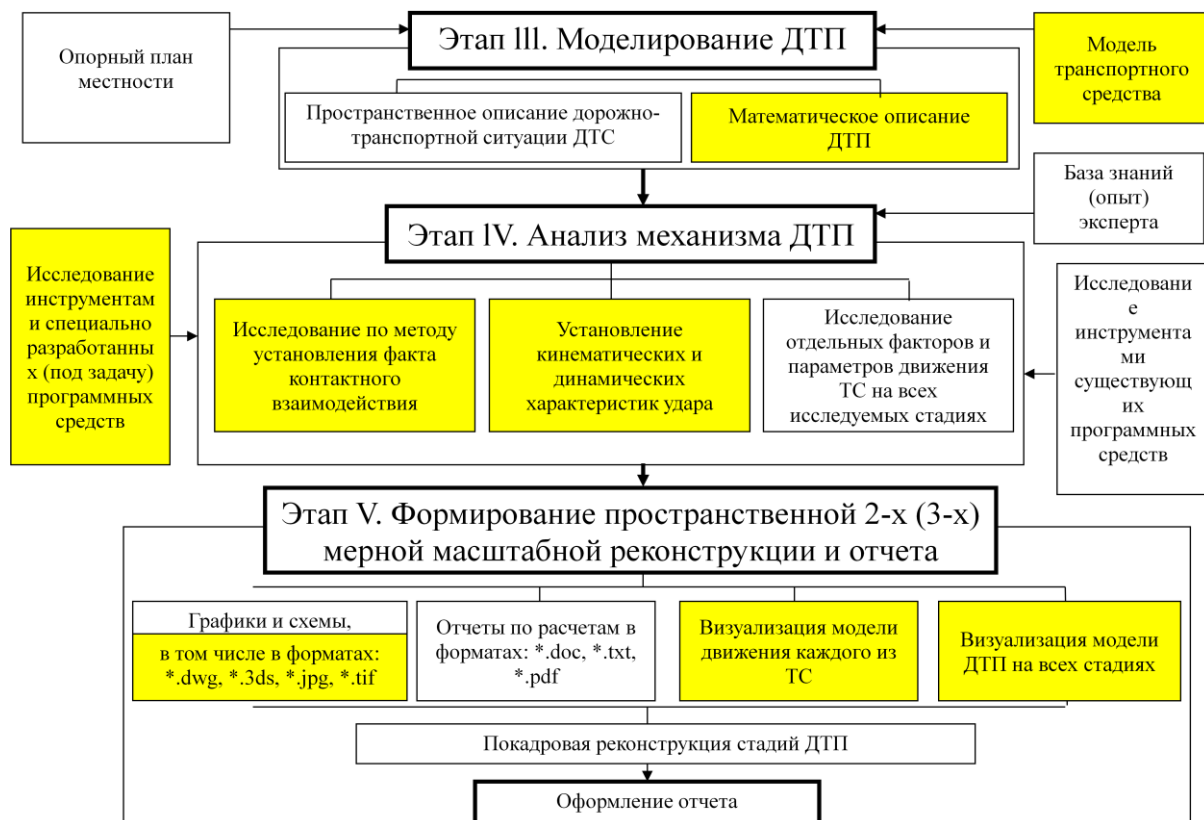


Рис. 12. Уточненная типовая структурная схема моделирования ДТП, анализа его механизма и формирования отчета



Рис. 13. Внешний вид подвижной лаборатории на базе автомобиля ГАЗ-2217



Рис. 14. Внешний вид салона лаборатории в рабочем положении

Общие выводы

1. Анализ методов расчета параметров скорости ТС при ДТП показал, что значительная часть экспертов при моделировании ДТП не учитывает разворот машин вокруг их вертикальной оси и гашения скорости ТС от контакта с пороговыми препятствиями на стадии разлета после столкновения. Этот факт в совокупности с использованием не актуализированных исходных данных при субъективном выборе их значений для расчётов из предлагаемых в справочной литературе диапазонов, не исключает получения экспертами ошибочных результатов при моделировании ДТП.

2. Для повышения достоверности оценки параметров скорости ТС при ДТП была уточнена методика определения начальных скоростей их движения до столкновения. Предложенный при этом дополнительный учёт энергетических затрат на разворот ТС и на преодоление пороговых препятствий на путях их разлёта после столкновения позволяет повысить точность расчётов начальных скоростей движения ТС при моделировании ДТП в наиболее экстремальных вариантах на 7...8%.

3. Для реализации уточненной методики предложены расчётные зависимости и математическая модель для определения энергетических затрат на разворот ТС и на преодоление порогового препятствия, в том числе по их отдельным составляющим: на преодоление сил сопротивления скольжению по дорожному покрытию и ребру порога, на сжатие упругих и демпфирующих элементов подвески, на преодоление сил сухого трения в шарнирах подвески, на деформацию шин.

4. Выполненные с учётом предложенных зависимостей расчёты показали, что в совокупном формировании затраты, связанные с перемещением автомобиля, составляют в экстремальных ДТП лишь 75%, а около 25% затрат составляет сумма предлагаемых к дополнительному учету затрат на разворот ТС вокруг вертикальной оси, на деформацию подвески и шин ТС, а также на преодоление сил сопротивления скольжению шин по ребру порога и по его поверхности. Игнорирование этих составляющих ведет к формулировке экспертом ошибочных выводов по результатам расследования.

5. Выполненный статистический анализ жесткостных характеристик подвесок около 50 моделей современных зарубежных и отечественных легковых автомобилей позволил на его основе установить закономерности изменения величины энергоёмкости элементов подвески от снаряженной массы автомобиля и получить их аналитически описания.

6. В результате экспериментальных исследований получены значения коэффициентов сцепления для опорных поверхностей на участках УДС, движение по которым в штатном режиме не является характерным, но с которыми часто приходится взаимодействовать колёсам ТС при ДТП. Полученные значения рекомендуется использовать в экспертной практике.

7. Экспериментально получены упругие характеристики пружин передний и задней подвесок отдельных легковых автомобилей, которые использовались при расчёте энергоёмкости упругих элементов этих подвесок. Сопоставление результатов расчётов энергоёмкости подвесок, выполненных с использованием этих экспериментальных данных, с результатами, полученными с применением рекомендуемых аналитических зависимостей, показывает, что разница не превышает 5,5%.

8. Экспериментально получены рабочие характеристики и построены характеристики сопротивления телескопических гидравлических и гидропневматических амортизаторов для отдельных марок автомобилей. Предложена методика определения энергоёмкости амортизаторов на ходе сжатия в клапанном режиме с использованием этих характеристик. Сформирована эксперименталь-

ная база данных, необходимых для расчётного определения энергоёмкости гидропневматических автомобильных амортизаторов на ходе сжатия в клапанном режиме в составе около 70 моделей.

9. Проведены дорожные исследования взаимодействия транспортного средства с пороговыми препятствиями типа «трамвайные рельсы» в состоянии их удовлетворительной укладки в дорожное полотно при движении колес ТС в режиме юза. Полученные в ходе исследования результаты подтверждают достоверность выдвинутой гипотезы о малозначимости энергетических затрат на деформацию подвески и шины при преодолении трамвайных путей удовлетворительной укладки и дают основание не учитывать их при моделировании ДТП в подобных дорожных ситуациях.

10. Предложены типовые структурные схемы осмотра места ДТП, осмотра транспортных средств после ДТП и моделирования ДТП, основанные на использовании передового мирового опыта, современной инструментальной базы и новых программных продуктов. Разработан перечень оборудования для оперативного обследования места ДТП с использованием подвижной лаборатории.

11. Создан макетный образец подвижной лаборатории реконструкции ДТП на базе автомобиля ГАЗ-2217, прошедший апробацию в ходе выполнения исследований в рамках диссертационной работы и деятельности экспертов - техников ИБДД СПбГАСУ.

III. ОСНОВНЫЕ НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ:

публикации в периодических научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. **Евтюков С.С.** Сопротивление амортизатора сжатию, как фактор влияния на энергетические затраты автомобиля при преодолении порогового препятствия / С.С. Евтюков // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 3. – URL: www.science-education.ru/117-13246 (0,45 п. л.).

2. **Евтюков С.С.** Определение силовых факторов взаимодействия колесного транспортного средства с абсолютно жестким пороговым препятствием при реконструкции ДТП / С.С. Евтюков // Вестник гражданских инженеров. – 2014. – № 2 (43). – С. 118 – 123 (0,9 п. л.).

3. **Евтюков С.С.** Российский опыт совершенствования методик определения скорости движения транспортных средств при экспертизах ДТП / В.Н. Добромиров, С.С. Евтюков // Вестник гражданских инженеров. – 2013. – № 5 (40). С. 160 – 165 (0,75 п. л.).

4. **Евтюков С.С.** Влияние параметров дороги на определение скорости движения при экспертном исследовании ДТП / С.С. Евтюков, Е.В. Куракина // Вестник гражданских инженеров. – 2014. – № 4 (42). – С. 103 – 109 (0,9 п. л.).

5. **Евтюков С.С.** Скорость, как фактор влияния на безопасность дорожного движения / В.Н. Добромиров, С.С. Евтюков // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 5. – URL: www.science-education.ru/111-10248 (0,45 п. л.).

патенты:

6. Патент на полезную модель № 135328. Дорожное останавливающее ограждение. Заявка № 2013130368 от 02.07.2013. Решение о выдаче патента от 10.12.2013. Авторы: **С.С. Евтюков**, А.И. Ушаков, В.В. Гришин, С.А. Евтюков.

7. Патент на полезную модель № 1364008. Бампер с повышенной энергопоглощающей способностью. Заявка № 2013140937 от 05.09.2013. Решение о выдаче патента от 10.01.2014. Авторы: **С.С. Евтюков**, Репин С.В., Иванов П.С.

публикации в других изданиях:

8. **Евтюков С.С.** Алгоритм технического диагностирования транспортных средств / С.С. Евтюков, М.В. Нестеренко // Актуальные проблемы современного строительства: 63-я Международная научно-техническая конференция молодых ученых / СПб: СПбГАСУ. – 2010. – С.110-113. (0,35 п. л.).

9. **Евтюков С.С.** Об экспертных исследованиях при столкновении транспортных средств / С.С. Евтюков, Ю.А. Лапшин, С.М. Грушецкий // Актуальные проблемы современного строительства: 64-я Международная научно-техническая конференция молодых ученых, посвященная 300-летию со дня рождения М.В.Ломоносова / СПб: СПбГАСУ. – 2011. – С.156-158.(0,35 п.л.).

10. **Евтюков С.С.** О некоторых инновациях в решении экспертных задач по реконструкции ДТП / В.Н. Добромиров, С.С. Евтюков // сб. докладов десятой международной конференции «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах. Инновации: ресурс и возможности» / СПб: СПбГАСУ. – 2012. – С.461-466. (0,6 п. л.).

11. **Евтюков С.С.** Тяжесть последствий ДТП и современные тенденции обеспечения пассивной безопасности транспортных средств / В.Н. Добромиров, С.С. Евтюков, С.М. Грушецкий // Актуальные проблемы безопасности дорожного движения: матер.междунар. научн.-практ.конф.студентов, аспирантов молодых ученых и докторантов. СПбГАСУ / СПб: СПбГАСУ. – 2012. – С.124-128.(0,4 п. л.).

12. **Евтюков С.С.** Методика анализа ДТП / П.А. Стёпина, С.С. Евтюков // Zwiększenie efektywnosci procesow budowlanych i przemyslowych pod redakcja Jaroslawa Rajczyka. Seria Monografie Nr 242/ Czestochowa: СПбГАСУ. – 2012. – С.182-187.(0,4 п.л.).

13. **Евтюков С.С.** Программа анализа дорожно-транспортных происшествий / П.А. Стёпина, С.С. Евтюков, Ю. Михайлов // Zwiększenie efektywnosci procesow budowlanych i przemyslowych / pod redakcja Jaroslawa Rajczyka. Seria Monografie Nr 242/ Czestochowa: СПбГАСУ. – 2012. – С.187-192.(0,4 п.л.).